

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Diplomová práce

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Doplňková výbava sedadla business class do vlaku

Optional Equipment of the Train Business Class Seats

Student:

Bc. Roman Kyselák

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

Ostrava 2013

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Roman Kyselák**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení
Téma: **Doplňková výbava sedadla business class do vlaku**
Optional Equipment of the Train Business Class Seats

Zásady pro vypracování:

Navrhněte zabudování masáže a vyhřívání do vlakového sedadla Excellent firmy Borcad s.r.o. Tato zařízení a jejich ovládací prvky se zakomponují do stávajícího rozměrového a designového konceptu sedadla Excellent. Definujte pojem Business class v dopravních prostředcích. Proveďte rešerši aktuálního stavu vyhřívání a masáže v sedadlech dopravních prostředků, ostatních masážních zařízení a přístrojů. Proveďte návrh dalších možných inovací a zlepšení doplňkové výbavy sedadla.

Vypracujte:

1. Technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného sedadla se všemi nezbytnými výpočty.
2. Konstrukční návrh zabudování vyhřívání a masáže pro vlakové sadadlo Excellent včetně ovládacích prvků.
3. Ergonomický popis problematiky sezení, masáže a vyhřívání člověka.
4. Dokumentaci potřebnou pro výrobu a sestavení prototypu.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910. *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
KRÁL, M., *Ergonomie a její využití v technické praxi II*. Ostrava: VAVA, 1998, 99 s. ISBN 80-86168-04-2.
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
Leinveber, J., Řasa, J., Vávra, P. *Strojnické tabulky*. 3. vyd. Praha: Scientia, 1999, 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
Literární rešerše zpracovaná v rámci Diplomového projektu

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

Kontakt: Romankyselak@seznam.cz

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, же Высoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, же оdevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

podpis student

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Kyselák, R. Doplnková výbava sedadla business class do vlaku. Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní, VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2013, 86 s. Diplomová práce, vedoucí Učeň, O.

Diplomová práce pojednává o problematice z výšení komfortu cestování v dopravních prostředcích. V teoretické části práce je shrnut historický vývoj dopravních prostředků a jejich příslušenství. Dále jsou zde popsány masážní a vyhřívací zařízení a jejich uplatnění v dnešním světě dopravy. Tato část je zakončena ergonomickým rozbořem těchto komponentů.

V praktické části se nachází podrobný konstrukční návrh masážního zařízení určeného pro konkrétní vlakové sedadlo. Jsou zde zakomponovány vyhřívací elementy a další vylepšení. V závěru práce jsou uvedeny přílohy potřebné k výrobě funkčního prototypu.

ANOTATION OF DIPLOMA THESIS

Kyselak, R. Optional Equipment of the Train Business Class seat. Ostrava: Department of Production Machines and Design, Faculty of Mechanical Engineering VŠB-Technical University Ostrava, 2013, 86 p. Diploma thesis, head: Učeň, O.

Thesis deals with the issue of increasing the comfort of traveling in vehicles. In the theoretical part of the thesis summarizes the historical development of vehicles and their accessories. Additionally, there is a massage and heating devices and their application in today's world of transport. This part ends with an ergonomic analysis of these components.

In the practical part contains the detailed design of the massage device designed for a specific train seat. Are incorporated heating elements and other improvements. The conclusion contains attachments required to produce a working prototype.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ	4
1. ÚVOD.....	6
2. POPIS VLAKOVÉHO SEDADLA EXCELLENT FIRMY BORCAD s.r.o.	7
3. HISTORICKÝ VÝVOJ DOPRAVY	10
3.1 Starověk	10
3.2 Římská říše	10
3.3 Doprava po zániku Římské říše	10
3.4 Středověk a raný novověk	11
3.5 Železniční doprava	11
3.6 Lodní doprava	14
3.6.1 Říční.....	14
3.6.2 Námořní doprava	14
3.7 Automobilová doprava	15
3.8 Letecká doprava	15
4. DEFINICE POJMU BUSSINES CLASS V DOPRAVNÍCH PROSTŘEDCÍCH.....	18
4.1 Letecká doprava.....	18
4.1.1 První třída (First class)	18
4.1.2 Business třída (Obchodní třída, Business class)	19
4.1.3 Turistická třída (Economy class)	20
4.2 Lodní přeprava	21
4.2.1 A třída	21
4.2.2 B třída	22
4.3 Železniční doprava	22
5. POPIS AKTUÁLNÍHO STAVU VYHŘÍVÁNÍ A MASÁŽÍ V SEDADLECH DOPRAVNÍCH PROSTŘEDKŮ.....	27
5.1 Sedačky do letadel	27
5.2 Sedačky do automobilů	29
5.3 Hlavní principy vytápění sedadel	32
5.4 Sedačky do vlaků.....	33
6. POPIS OSTATNÍCH MASÁŽNÍCH ZAŘÍZENÍ.....	34
6.1 Masážní křesla	34
6.2 Masážní podložky	35
7. ERGONICKÝ POPIS PROBLEMATIKY SEZENÍ, MASÁŽÍ A VYHŘÍVÁNÍ	36

7.1	Ergonomie správného sezení	36
7.2	Termoreceptory	36
7.3	Receptory tlaku	37
8.	MASÁŽE	38
8.1	Historie masáže	38
9.	Koncepční návrh masážního zařízení	41
9.1	Kritéria hodnocení masážních konceptů	41
9.1.1	Zabudovatelnost vyhřívání	41
9.1.2	Masážní flexibilita	41
9.1.3	Objem zásahů do stávající konstrukce	42
9.1.4	Hlučnost provozu.....	42
9.2	Koncepční návrhy principu fungování masáže a vyhřívání.....	42
9.2.1	Válečkový masážní mechanismus	43
9.2.2	Mobilní masážní hlavice	44
9.2.3	Stacionární masážní hlavice	45
9.2.4	Stacionární hlavice v kombinaci s vibrační masáží	45
9.2.5	Vodní masáž	46
9.2.6	Vzduchová masáž	47
9.2.7	Vibrační masáž.....	47
10.	KONSTRUKČNÍ VÝPOČTY	48
10.1	Výpočet a volba vstupních parametrů	48
10.2	volba elektromotoru	51
10.2.1	úprava výstupní hřídele elektromotoru	52
10.2.2	nákrůžek s rovnobokým drážkováním	53
10.3	planetová převodovka	55
10.4	ložiska satelitových kol	55
10.4.1	axiální satelitové ložisko	56
10.4.2	radiální satelitové ložisko.....	57
10.5	Uložení centrálního kola pomocí těsného pera	57
10.6	axiální ložiska nosné hřídele	59
10.6.1	horní ložisko	59
10.6.2	dolní ložisko	60
10.7	nosná hřídel	60
10.7.1	pohybový šroub	60

10.8	MKP kontrola hřídele	62
10.9	Masážní elementy návrh	63
10.10	Horní díl a uchycení satelitních ozubených kol	64
10.11	Uchycení elektromotoru	66
10.12	Celková masážní kompozice v opěráku sedačky	66
10.12.1	MKP kontrola zadního držáku	67
10.12.2	Výpočet úchytných šroubů držáku	67
11.	FUNKCE ZAŘÍZENÍ A POPIS CHODU MASÍROVÁNÍ.....	68
11.1	Návrh ovládacího panelu	68
12.	DALŠÍ VYLEPŠENÍ A INOVACE KŘESLA	69
13.	ZÁVĚR	70
14.	SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ	72
15.	POUŽITÉ PROGRAMY	77
16.	SEZNAM PŘÍLOH.....	77
17.	PŘÍLOHY.....	78

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ

m_{HT}	hmotnost trupu pasažéra	[kg]
c_t	hmotnost trupu člověka	[%]
m_{max}	maximální hmotnost uživatele	[kg]
F_{HT}	silový účinek hmotnosti trupu	[N]
g	gravitační zrychlení	[m.s-2]
F_o	síla působící na jednu masážní jednotku	[N]
J_c	počet masážních jednotek opěráku	[1]
F_p	síla působící v ose masážního segmentu	[N]
j_s	počet masážních segmentů jednotky	[1]
F_t	tečná odporová síla	[N]
f	součinitel tření	[1]
Mk_o	krouťící odporový moment	[N.m]
R	poloměr uložení masážních segmentů	[m]
Mk_v	výsledný krouťící moment masážní hlavice	[N.m]
k_l	koeficient bezpečnosti krouťícího momentu	[1]
n	maximální výstupní masážní otáčky	[min ⁻¹]
β	koeficient namáhání šroubu krutem	[1]
Re	mez pevnosti kluzu	[MPa]
n_s	otáčky šroubu	[min ⁻¹]
d_3	průměr jádra závitu	[mm]
k_s	koeficient bezpečnosti šroubu	[1]
P	stoupání závitu	[mm]
d	velký průměr závitu	[mm]
D_4	velký průměr matice	[mm]
d_2	střední průměr závitu	[mm]
D_1	malý průměr matice	[mm]
Ψ	úhel stoupání závitu	[deg]
φ'	redukovaný třecí úhel	[deg]
f_z	součinitel tření na závitech	[1]
α	úhel sklonu lichoběžníkového závitu	[deg]
H_l	nosná hloubka závitu	[mm]
Z	počet nosných závitů	[1]

p_D	dovolený měrný tlak	[MPa]
h_m	výška matice	[mm]
p_1	tlak příruby 1	[MPa]
p_2	tlak příruby 2	[MPa]
F_g	gravitační síla	[N]
v	rychlost posuvu masážní hlavice	[m.min ⁻¹]

1. ÚVOD

V úvodu mé práce vás seznámím s historickým vývojem dopravy a dopravních prostředků až po jednotlivé rozdělení na soudobé cestovní třídy a jejich vybavení moderními technologiemi zajišťující nejvyšší komfort při cestování. Na základě těchto informací o aktuálním stavu sedadel různých dopravních prostředků budeme koncepčněji nahlížet na problematiku komfortní výbavy. Další etapou práce bude aplikace doplňkové komfortní výbavy pro konkrétní vlakové sedadlo. Jedná se o sedadlo Excellent společnosti BORCAD z Fryčovi u Frýdku-Místku. Nejprve si ujasníme jaké vylepšující komponenty budeme zabudovávat do koncepce sedadla. Těmi to komponenty můžeme chápat např. masážní zařízení, vyhřívání, výsuvné stoly apod. Bude proveden ergonomický rozbor funkcí daného vylepšení. Po němž volíme nákup nebo dimenzování jednotlivých součástí obsažených ve výbavě. Celý proces dimenzování bude provázen podrobnou výpočtovou zprávou jednotlivých konstrukčních uzlů. Nakonec budou vypracovány výkresy, potřebné pro případnou výrobu prototypu.

2. POPIS VLA KOVÉHO SEDADLA EXCELLENT FIRMY BORCAD s.r.o. [42]

Společnost BORCAD z Fryčovic u Frýdku-Místku dnes patří k předním evropským výrobcům kolejové a zdravotnické techniky. BORCAD nabízí komplexní sortiment pro interiéry osobních vlaků. Firma původně vznikla jako konstrukční studio, takže silnou stránkou jsou převratná technická řešení a originální design. Sedadla z českého Pendolina, která vyrobil také BORCAD, si dokonce zahrála ve filmu s Jamesem Bondem.

Na InnoTransu, který je předním světovým veletrhem zaměřeným na dopravní technologie, se letos představilo 2 243 vystavovatelů ze 45 zemí se společnost BORCAD se tradičně zúčastnila. Výstavní stánek firmy byl neustále v obležení a na vyzkoušení luxusních sedadel Excellent se dokonce stály fronty. Kromě nových sedadel představil BORCAD novinářům, odborné veřejnosti a železničním manažerům několik převratných inovací pro ještě pohodlnější cestování. Poprvé byly představeny zabudované LCD obrazovky v sedadlech Comfort a Excellent. Byl vyvinut další typ podhlavníku, takže zákazník si může vybrat ten nejvhodnější.

Převratnou inovací je otočná verze sedadla Excellent, která umožňuje cestování ve směru jízdy, i když se vlak v cílové stanici neotočí. Sedadla Excellent se mohou svým komfortem rovnat některým sedadlům luxusních letadel. Každé sedadlo před uvedením do sériové výroby projde více než 70 zkouškami, ověřujeme při nich například mechanické a fyzikálně-chemické vlastnosti, nebo elektrickou bezpečnost sedadel. Sedadla musí splňovat řadu přísných norem, které se zabývají nejen bezpečností, ale také plněním rozměrových a proporčních vztahů a parametrů sedadel, včetně úhlů sklonů sedáků a opěradel, polohy a délky područek, výšky a tvaru bederní opěrky a podhlavníku. V těchto normách jsou v nich v podstatě shrnuty antropometrické parametry, tedy zobecněné výsledky měření různých národnostních a rasových velikostních skupin lidské populace. Uvedené parametry jsou základním stavebním kamenem při navrhování nových sedadel.

Elektrické ovládání

Změna z pracovní do relaxační polohy je možná prostřednictvím ovládače integrovaného do pravé područky sedadla.



Obrázek 2.1 Elektrické ovládání sedadla Excellent [42]

Práce a odpočinek

Kombinujeme soukromí automobilu s pohodlím kanceláře a útulnosti domova. Výklopný podnožní díl spolu s ergonomickým naklopením zadového dílu vytvářejí ideální prostředí pro relaxaci na dlouhých cestách.



Obrázek 2.2 Pracovní deska sedadla Excellent [42]

Kvalita a design

Maximálně využitelný prostor zaručuje soukromí a pocit klidu po celou dobu cestování. Díky vybraným materiálům a dílenskému zpracování v nejvyšší kvalitě poskytuje sedadlo cestujícím maximum komfortu a bezpečí.



Obrázek 2.3 Zadní pohled na sedadlo Excellent [42]

Komfort sezení

Rozsah nastavení lordozní opěry umožňuje nalézt ideální ergonomickou pozici pro každého pasažéra. Kvalitu sezení zajišťuje zejména dostatečná délka a úhel nastavení sedáku spolu s optimálními tvary zádového dílu.



Obrázek 2.4 Umístění sedadla Excellent ve vagonu [42]

3. HISTORICKÝ VÝVOJ DOPRAVY [1]

Z počátku se výhradně jednalo o pěší dopravu s minimální úpravou stezek. Důležitými mezníky byly letopočty:

4000 př. n. l. - domestikace zvířat a jejich využití jako tažné síly

3500 př. n. l. - Mezopotámie (dnešní Irák) – první existující vyobrazení kolového dopravního prostředku

3.1 Starověk [1]

První civilizace vznikají v těsné blízkosti velkých řek (Eufrat, Tigris, Nil, Indus, Ganga, Huang He), jako zdroje vody pro zemědělství. Většina těchto řek se také stává významnými dopravními tepny. V případě přímořských civilizací (Kréta, Foinikie, Čína, Egypt, Řecko ...) se začíná rozvíjet námořní doprava.

3.2 Římská říše [1]

Římské impérium budovalo v rámci své vojenské, hospodářské a imperiální politiky silniční síť. Cesty se stavěly 8 – 10 m široké a dosahovaly celkové délky 83 000 km. Jednalo se o technicky velice kvalitní stavby, kde silnice byla složena ze tří, resp. čtyř vrstev (balvany, štěrk s pískem a vápnem, rozdrčené cihly a dlažba). Nejvýznamnější dopravní tepna na našem území v době římské byla tzv. Jantarová stezka.



Obrázek 3.1 Silniční síť římské říše [1]



Obrázek 3.2 Jantarová stezka [1]

3.3 Doprava po zániku Římské říše [1]

Po zániku Římské říše se evropská civilizace přiklonila k agrárnímu způsobu života bez potřeb dálkového obchodu. Tím začaly upadat města, jakož to centra obchodu a tím i doprava.

Od 10. století opětovný vzestup dálkového obchodu a tím i vznik nových cest a obnovení dopravy na delší vzdálenosti.

3.4 Středověk a raný novověk [1]

V 15. století první větší kvalitativní změna v pozemní přepravě cestujících ve formě prvních specializovaných vozů pro osobní přepravu (tzv. kotčí vozy -- kočáry).

V 16. století dochází k dalšímu zdokonalení kočáru a vzniku pravidelné pošty tj. osobní doprava poštovními dopravníky, řídící se jízdními řády s navazujícími mezistátními spoji.

Od počátku 18. století se snaží státní aparáty zlepšit kvalitu cest a začínají se budovat první umělé státní silnice. Silnice se začaly budovat na základě technických a právních předpisů, jejíž trasa často kopírovala směr starších obchodních cest. Do poloviny 19. století vznikla hustá silniční síť v Evropě, což mělo za následek zvýšení rychlosti a kvality cestování. Největší zlom nastává až s příchodem železnice.



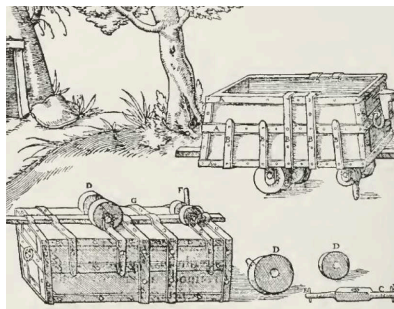
Obrázek 3.3 Kotčí vůz [1]



Obrázek 3.4 Dopravník z poštovní stanice [2]

3.5 Železniční doprava [3]

Za vzdáleného předchůdce kolejové dopravy se může považovat doprava v „kolejích“ (vyjeté či vyryté koleje v zemi) ve starověkém Římě. Už v 16. století byly používány v dolech dřevěné kolejnice s vozíky. V 18. století došlo v anglických dolech ke zdokonalení systému, vynálezem nových kol a ocelových kolejnic. První veřejná železniční dráha byla otevřena v Londýně roku 1803, kde byly používány vozy tažené koňmi.



Obrázek 3.5 Dřevěný důlní vozík [3]



Obrázek 3.6 Dřevěný důlní vozík [3]

Zásadním krokem ve vývoji dopravy a téměř všech odvětví průmyslu byl vynález a výroba parního stroje. A jeho následné uplatnění při konstruování dopravních prostředků např. Cugnotova parní tříkolka roku 1770.

Roku 1794 Američan John Fitch jako první zkonstruoval funkční model parní lokomotivy. První pojízdná parní lokomotiva spatřila světlo světa roku 1804 díky Britu Richardu Trevithickovi.



Obrázek 3.7 Cugnotova parní tříkolka [3]



Obrázek 3.8 Trevickova parní lokomotiva [4]

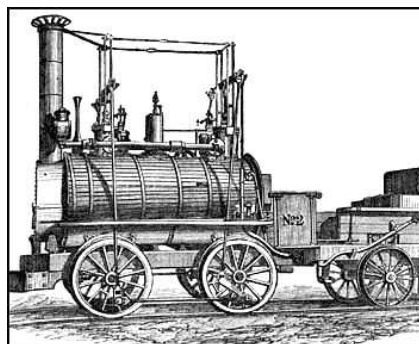
Za napoleonských válek výrazně vzrostly ceny krmiva pro koně a jiný tažný dobytek, díky čemuž se staly parní lokomotivy ekonomicky výhodnější.

Otcem železnice je nazýván George Stephenson, který zdokonalil stroje svých předchůdců a sestrojil roku 1814 lokomotivu Blücher. Mezi městy Stockton – Darlington v Anglii byla roku 1821 otevřena první veřejná železniční trať na světě o délce 40 km. Vlaková souprava při otevření dosáhla rychlosti 39 km/hod. Syn George Stephensona Robert zkonstruoval lokomotivu Raketa, která se dá považovat za první moderní lokomotivu. Byla určena pro budovanou trať z Liverpoolu do Manchesteru (1825) a dosahovala rychlosti 48 km/hod.

První parostrojní železnici na evropském kontinentě je trať Paříž – Saint Germain (1837). V českých zemích první železnice na kontinentě vůbec je koněspřežná dráha z Českých Budějovic do Linze (1825 – 1832).



Obrázek 3.9 Lokomotiva Raketa [3]



Obrázek 3.10 Lokomotiva Blucher [5]

Státy si postupně začaly uvědomovat důležitost (strategičnost) železnice a začaly stavět dráhy, které byly důležité pro vojsko, hospodářství a státní správu. A tak roku 1835 započala stavba tzv. Severní dráhy císaře Ferdinanda z Vídně přes Břeclav, Ostravu a Krakov do Haliče.

Po níž následovalo budování státní dráhy (Vídeň – Olomouc – Praha), kde významně figuroval inženýr Jan Perner. Pravidelný osobní provoz Vídeň – Praha byl zahájen v září 1845.

Pro finanční problémy Rakousko – Uherska ustoupila vláda od vlastních staveb a udělovala pouze koncesní listiny ke stavbě a provozu. Tím vznikly velké železniční společnosti, některé i se zahraniční účastí.

Postupné zestátnění drah začalo až v poslední čtvrtině 19. století. Úplné zestátnění až za První republiky vznikem ČSD. Celá síť železničních koridorů tak jak ji známe dnes, byla dobudována de facto do začátku 1. světové války. Železniční doprava se postupně stala dominantním druhem dopravy, konkurence přišla až s nástupem automobilů.

V současné době již ve vyspělých státech nedochází ke stavbě konvenčních železnic. Právě naopak dochází k selekci tratí, modernizaci tratí a stavbě vysokorychlostních tratí. Konvenční železnice se budují pouze v rozvojových státech.

Vysokorychlostní trati (nad 300 km/h) jsou konstruovány na zcela novém povrchu, který je nákladný na výstavbu. První vysokorychlostní železnici zprovoznilo roku 1964 Japonsko v úseku mezi Osakou a Tokiem. Následovala ho Francie roku 1982 (Paříž – Lion), dnes jsou nejrozšířenější ve středomořské oblasti s napojením do Belgie. V Belgii je systém Thalys, který je napojen do Německa na ICE. Ve Španělsku jezdí rychlovlaky na trase Sevilla - Madrid - Barcelona.



Obrázek 3.11 Vysokorychlostní koridory [6]



Obrázek 3.12 Rychlovlak Thalys [7]

3.6 Lodní doprava [1]

3.6.1 Říční

České země nemají velký potenciál pro říční dopravu. Mnohem významnější je tato doprava v západní Evropě, kde jsou lepší podmínky i tradice (Rýn, Rhona, Loira). Velký boom říční dopravy propukl v 17. století za vlády Ludvíka XIV. a to snahou o propojení Atlantského oceánu a Středozemního moře, tím zrychlení a zefektivnění dopravy nákladu (tzv. Canal du Midi (1667 – 1681) – 279 km). Kanál je složen ze systému jezů, zdymadel, tunelů a mostů.



Obrázek 3.13 Canal du Midi ve Francii [1]



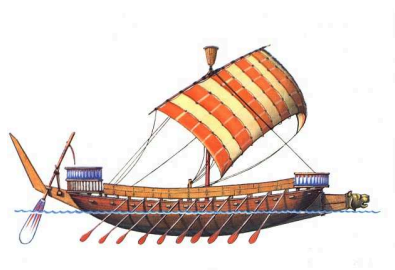
Obrázek 3.14 Zdymadlo Canal du Midi [1]

V dnešní době se jedná o levnou, ale pomalou dopravu. Největší objem říční dopravy má USA a hned v závěsu se nachází Rusko. Říční doprava hraje v celkovém systému přepravy osob podřadnou roli, výjimkou jsou rozvojové země. Především lokální význam veletoků Nil, Amazonka, Orinoko, Indus, Ganga a Mekong.

3.6.2 Námořní doprava

Do zdokonalení lodí a navigace se jednalo především o dopravu kobotážní (při pobřeží), s výjimkou vikingské výpravy.

V 15. století nastal velký zlom kde za pomoci nových technických postupů a zdokonalením navigace byly vyvinuty nové typy lodí, které byly schopny dálkové zámořské plavby. Do vynalezení vzducholodě a letadla se jednalo o jediný způsob mezikontinentální přepravy.



Obrázek 3.15 Egyptská válečná loď [8]



Obrázek 3.16 Loď Santa Maria [9]

Dalším razantním kvalitativním skokem bylo uplatněním parního stroje, jakož to pohonu lodí. Dnes se námořní doprava zaměřuje hlavně na hromadnou přepravu surovin pro velké vzdálenosti (ropa, obilí, uhlí, železná ruda).

3.7 Automobilová doprava [3]

Základy automobilismu položil Nicolaus Otto navržením čtyřdobého motoru (1862 – 1866) a Karl Benz zkonstruováním motorové tříkolky (1885), která se dá považovat za první automobil. Současný typ spalovacího motoru vynalezl Gotlieb Daimler a následně zkonstruoval motorové kolo (1885). Roku 1897 konstruktér Rudolf Diesel vytvořil koncept vysokotlakého spalovacího motoru, který postupně zcela nahradil páru (doprava, průmysl).

Masový nástup automobilů nastal až se vznikem masové a hromadné výroby. Od počátku 2. poloviny 20. století nastal obrovský rozvoj ve kvalitě automobilů. Především v těchto oblastech rychlost, elektronika, počítače, nové technologie, bezpečnost a alternativní paliva.



Obrázek 3.17 Vývojové změny automobilů v čase [3]

3.8 Letecká doprava [10] [11]

Bylo mnoho známých průkopníků, jejichž invence a odvaha naučila nakonec člověka létat. Ale i oni stáli na ramenou mnoha bezejmenných. První známý badatel, zabývající se racionálním poznáním zákonitostí letu, byl renesanční vědec a umělec Leonardo Da Vinci. Zkoumal nejen mechaniku ptačího letu, ale teoreticky i prakticky připravoval vlastní létací aparáty. V 18. století se pokusilo využít stoupání teplého vzduchu k letu. Až Bratři Montgolfierové postavili balon, který před francouzským králem vypustili v září 1783. Bratři sklidili obrovský úspěch a jejich výtvar byl nazván Montgolfiéra.

První přelet kanálu La Manche vykonali v roce 1785 vzduchoplavci Blanchard a Jeffries. Balony se osvědčily, ale k jejich rozšíření nedošlo, byly těžkopádné a neovladatelné. Nasazovaly se pouze jako balony pozorovací. Prvním teoretikem (otcem aeronautiky) byl sir George Cayley. Popsal síly působící na křídlo v letu, zabýval se pohonem (předpověděl spalovací motor), kluzáky i motorovým letem. Před motorovými lety, neúspěšnými často jen pro neexistenci dostatečně lehké a výkonné pohonné jednotky, probíhaly lety kluzáků. Zde je nejdůležitější postavou Němec Lilienthal.



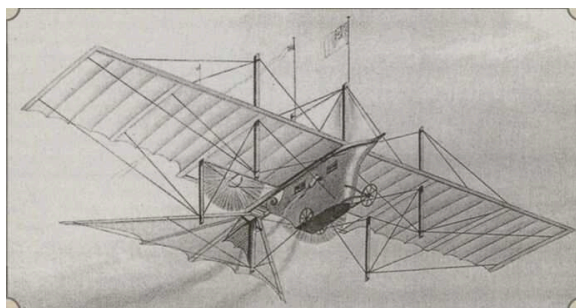
Obrázek 3.18 Montgolfiéra [10]



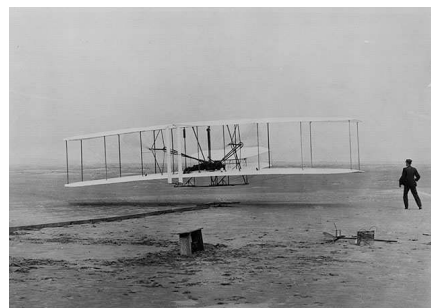
Obrázek 3.19 Závěsný kluzák Otta Lilienthala [10]

V roce 1842 se v Británii objevuje dost realisticky vyhlížející projekt dynamického letadla. Vypracoval jej William Samuel Henson a v roce 1843 na něj získal patent. Henson se dokázal oprostít od přírodního vzoru ptáka mávajícího křídly a rozhodl se pro letadlo s nepohyblivou nosnou plochou. Hensonův projekt došel značného ohlasu v Británii i v celé Evropě. Ke stavbě letadla však nedošlo. Vedle zmíněného problému se stabilitou by se nutně projevil nedostatečný výkon motoru a zřejmě i další potíže. Henson však ukázal cestu do budoucna, která se po vyřešení dílčích problémů ukázala být cestou ke skutečnému letounu.

První letoun schopný řízeného letu, jehož výkony byly stále zlepšovány, odstartoval z kolejnice na pahorku Kitty Hawk 17. prosince 1903. Vynalezli jej bratři Orville a Wilbur Wrigtové. Letoun byl ovládán pilotem ležícím hlavou dopředu.



Obrázek 3.20 – Hensonův projekt [10]

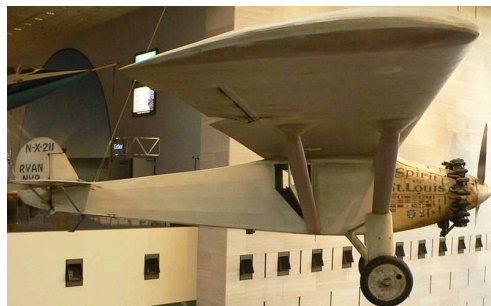


Obrázek 3.21 – Wright Flyer [10]

Ačkoliv už před první světovou válkou procházelo letectvo rychlým rozvojem, teprve válečná léta nastartovala ve vývoji nejvyšší obrátky. Při uplatňování letadel pro přepravu osob a nákladu se začala zvětšovat jejich velikost a spolehlivost. Prvním letadlem na přepravu cestujících a nákladu se staly obří vzducholodi. Nejznámější vzducholodi tohoto typu byly vyrobeny společností German Zeppelin. "Zlatý věk" vzducholodí skončil 6. května 1937 a to tragickou nehodou vzducholodě Hindenburg. Velký pokrok byl učiněn v oblasti letectví v letech 1920 a 1930, díky transatlantickému letu Charlese Lindbergha v roce 1927 a transpacifickému letu Charlese Kingsforda Smitha následující rok. Do začátku druhé světové války, mnoho měst a obcí stavělo letiště, kde byli četně kvalifikováni piloti. Válka přinesla mnoho inovací v letectví, včetně prvního tryskového letadla.



Obrázek 3.22 Vzducholod' Hindenburg [11]



Obrázek 3.23 Lindberghův letoun Spirit [11]

Po druhé světové válce, zejména v Severní Americe vypukl velký boom letectví.

Do roku 1950 rostl vývoj tryskových letounů, počínaje letounem de Havilland Comet až po první široce používané dopravní letadlo Boeing 707.

Od roku 1960 byly vyvíjeny kompozitní konstrukce a klidnější, účinnější motory. Začátkem nadzvukového létání strojů Concorde, se začal razantně měnit osobní servis na palubách letounů. Největší inovací byl příchod GPS navigačních technologií, které pomocí satelitní navigace navádějí letadla efektivněji do cíle.



Obrázek 3.24 Boeing 707 [12]



Obrázek 3.25 Concorde [13]

Dne 21. června 2004, letadlo SpaceShipOne uskutečnilo první soukromě financovaný let do vesmíru, což poskytuje možnosti pro otevření nového trhu letecké dopravy. Mezitím se nadále pokračuje ve vývoji prototypů letadel poháněných alternativními palivy, jako jsou etanol, elektřina, a dokonce i solární energie.

4. DEFINICE POJMU BUSSINES CLASS V DOPRAVNÍCH PROSTŘEDCÍCH

Cestovní třídy [14] [15]

Cestovní třída je označení úrovně vybavenosti a poskytovaných služeb dopravních prostředků, cílených pro určitou sociální skupinu. Důsledně rozlišujeme cestovní třídy zejména v letecké, železniční a dálkové lodní dopravě. V některých státech i v autobusové dopravě.

4.1 Letecká doprava

V letecké dopravě jsou používány 3 základní třídy a v rámci těchto tříd jsou rozlišovány ještě podtřídy. Pro praktický příklad jsem si vybral k rozboru cestovní třídy společností American airlines, United airlines.

4.1.1 První třída (First class)

Jedná se o nejpohodlnější třídu nacházející se v přední části letadla. Pohodlí máme zajištěno plně polohovatelnými sedadly s elektricky nastavitelnými opěrkami krku, hlavy a zad. V ceně letenky je zahrnuta možnost výběru z jídelního a nápojového lístku. K dispozici máme osobní videoobrazovku, umožňující sledování filmů a poslech hudby.

American airlines [16]

První třída Boeingu 777 A. A. je vybavena 16 sedadly, které se transformují do zcela vodorovné polohy, což nám umožní více spánkového prostoru. Apartmány obsahují dělicí přepážky pro vyšší soukromí, napájení portů, kožené opěrky hlavy, dva velké stoly a řadu dalších vymožeností. Mezi něž řadíme 8,4 palcový dotykový monitor podporující až 47 celovečerních filmů s možností výběru jazyka. K dispozici máme 30 hudebních CD a různé hry. Pro dosažení dokonalého klidu v celé první třídě jsou zde audio sluchátka a ke zvýšení spánkového komfortu je k zapůjčení přehraňka a polštář.



Obrázek 4.1 Přisloušenství kupé [16]



Obrázek 4.2 Lůžková úprava [16]

United Airlines [17]

První třída v letounech U. A. nám poskytuje během cesty bezplatné zapůjčení peřiny s polštářem, sluchátka a bezplatné noviny. Nacházejí se zde polohovací sedadla s bederní opěrkou pro stimulaci zad, věšáky a další úložné prostory. Během letu je zde možnost bezplatného výběru nápojů a nabídky pestrých pokrmů, kde během letů mezi USA a Japonskem jsou podávána tradiční japonská jídla. O zábavu je postaráno díky 15,4 palcovému monitoru s více než 150 hodin pořadů, video přehrávač je umístěn v loketní opěrce. Jsou zde umístěny napájecí zdroje jednak na laptop, tak i pro nabíjení mobilních telefonů, digitálních fotoaparátů a jiných elektronických zařízení.



Obrázek 4.3 První třída U. A. [17]

4.1.2 Business třída (Obchodní třída, Business class)

Je levnější než první třída. Sedadla jsou zde méně polohovatelné.

American airlines [16]

Třída business class nám nabízí 37 míst k sezení. Cestující si mohou během letu nastavovat jakoukoliv část sedadla. Možnosti zábavy jakožto sledování filmů, poslech hudby a hraní her je stejné jako v první třídě. Pro zamezení hlučnosti jsou zde k zapůjčení sluchátka.



Obrázek 4.4 Bussines class sedadlo A. A. [16]



Obrázek 4.5 Bussines class A. A. [16]

United Airlines [17]

U. A. nám nabízí bezplatně k zapůjčení peřinu s polštářem. V této třídě se nacházejí sedadla pro spánkové nastavení s možností nastavení zatemnění kabiny. Jídelní a zábavní možnosti jsou zde stejné jako v první třídě.



Obrázek 4.6 Obchodní třída U. A. [17]

4.1.3 Turistická třída (Economy class)

Největší a nejlevnější třída v letadle, kde sedadla mají omezenou schopnost polohování a jejich vzdálenost mezi sebou je minimální.

American airlines [16]

Economy class nabízí 196 míst k sezení. Na zadní části sedaček se nacházejí 6,4 palcové monitory poskytující až 14 celovečerních filmů, různé hry a hudbu s podporou široké škály jazyků.



Obrázek 4.7 Zadní část sedaček A. A. [16]



Obrázek 4.8 Ekonomická třída A. A. [16]

4.2 Lodní přeprava [19]

V lodní přepravě označujeme třídy A lepší třída, B horší třída a specifickou třídou byla přeprava v mezipalubí. Pojem lodní třída má více významů, které nám označují konstrukční typ lodi (A, B, C a D). Cestovní třídy v zaoceánských parnících se i často dělí na první, druhá třída a třída kormidlování. Cunard je jednou z nevýznamnější společností poskytující záoceánské plavby. V jejíž flotile se nacházejí lodě Queens marry 2, Queens Elizabeth a Queens Victoria.



Obrázek 4.9 Loď Queens marry 2 [19]

Queens marry 2

Tato loď má dvě hlavní třídy:

4.2.1 A třída

Komfort poskytnutý v cestování touto třídou zahrnuje 24 hodinová pokojová služba. Při prioritním nalodění je poskytnuta uvítací láhev šampaňského a jahody na pokoji. V této třídě máme kompletní přístup do všech luxusních salonků na lodi. Široký výběr polštářů a peřin, které vyhovují požadavkům cestujících. Na kajutách jsou zásuvky na 220 V a 110 V. Možnosti zábavy nám zprostředkovávají satelitní TV s filmovými a hudebními kanály. Dále denní tisk na lodi, čerstvé ovoce a květiny. Jsou zde k dispozici stolní hry a počítačové konzole.



Obrázek 4.10 Kajuta třídy A [19]

4.2.2 B třída

Kajuty jsou vybaveny velmi podobnými prvky jako třída A s několika výjimkami. K dispozici je 24 hodinová pokojová služba, župan a pantofle, satelitní televize, lednička, trezor, vysoušeč vlasů, denní tisk na lodi, ovocný koš na vyžádání a 240 V a 110 V zásuvky.



Obrázek 4.11 Kajuta třídy B [19]

4.3 Železniční doprava [14]

V Evropě se železniční vozová třída označuje samotnými číslicemi nebo kombinacemi číslice se slovem „třída“. Dříve se rozlišovala struktura o třech třídách, která byla zrušena v roce 1950 ve prospěch dvou tříd (první a druhá třída). V USA jsou cestovní třídy stejné jako u letecké dopravy. Tímto dělením se nechal inspirovat soukromý železniční dopravce LEO Express (Premium Class, Business Class a Economy Class).

Japonsko mělo třídní strukturu o třech třídách jak pro sezení tak i spaní. V roce 1960 z důvodu nevytíženosti prvních tříd, došlo k zúžení tříd podle Evropského vzoru na dvě. Zato indické železnice nabízejí šest cestovních tříd vlaku.

TGV Francie [20]



Obrázek 4.12 TGV vlak pod alpami [20]



Obrázek 4.13 TGV vlak v Paříži [20]



Obrázek 4.14 Designový koncept vagonů TGV [20]

Při cestování vlaky TGV je možnost široké nabídky jídel a nápojů, včetně vegetariánského menu a dětského menu. Na palubě vlaku směřujícího do Paříže je zde možnost koupi vstupenky do metra. Ve vozech první třídy nalezneme noviny a možnost donášky teplých a studených jídel až na své místo.

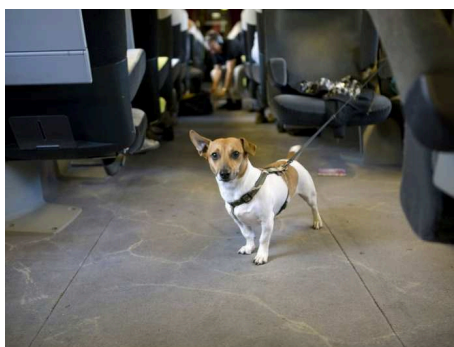


Obrázek 4.15 Bistro vůz TGV [20]



Obrázek 4.16 První třída TGV [20]

V některých z vlaků je možnost bezplatného cestování domácích zvířat, samozřejmě s náhubkem a patřičným uvázáním. Cestování s taškou (55x30x30 cm) bez příplatku.



Obrázek 4.17 Cestování zvířat [20]



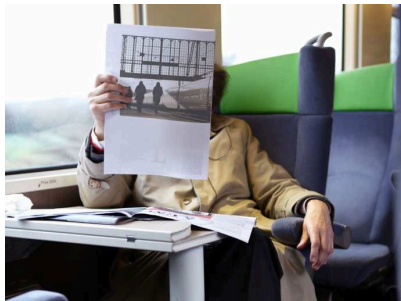
Obrázek 4.18 Druhá třída TGV [20]

Intercity Francie [20]

První třída poskytuje relaxaci v sedadlech s polstrovanými opěrkami hlavy a bočními opěrkami rukou. Dokonce i ve vozech druhé třídy se nacházejí elektrické zásuvky.



Obrázek 4.19 První třída I. F. [20]



Obrázek 4.20 Druhá třída I. F. [20]

ICE Německo [21]



Obrázek 4.21 Vlak ICE Deutsche Bahn [21]

Vlaky ICE (Intercity – Express) jsou nejrychlejší a nejpohodlnější způsob, jak cestovat s Německým provozovatelem drah Deutsche Bahn. Tyto vlaky dosahují rychlosti až 320 km/hod. Je zde možnost požádání o sezení v oblasti s vysokým telefonním signálem nebo v tiché zóně. Vozy první třídy mají zabudované v sedačkách video obrazovky. A téměř všechna sedadla první a druhé třídy mají integrované zvukové spojení s možností výběru třech rozhlasových stanic a speciálních ICE kanálů (jazz, rock, pop, vážná hudba, dětská hudba). V 1. třídě se nacházejí elektrické zásuvky pro notebooky. V 1. třídě jsou jídla a nápoje podávány přímo na místě sezení.



Obrázek 4.22 První třída ICE D. [21]



Obrázek 4.23 Druhá třída ICE D. [21]

Japonsko – Shinkansen [22]

Většina Shinkansen vlaků v Japonsku nabízí sedadla ve dvou třídách. Ve vozech druhé třídy se nacházejí běžné sedačky s dostatečným množstvím pro nohy. Sedadla obsahují kapsy na časopisy a otevřené police nad hlavou. V novějších soupravách se nacházejí elektrické zásuvky instalovány podél stěn. Komfort první třídy je srovnatelný s business class v letadlech. Mají zde větší a pohodlnější sedadla, často jsou vybaveny vyhříváním sedadel.



Obrázek 4.24 Druhá třída J. S. [22]



Obrázek 4.25 První třída J. S. [22]

Česká Republika - SC Pendolino [23]

Jednotka se skládá vždy ze čtyř vozů 2. třídy a dvou vozů 1. třídy. Mezi nimiž je zařazen bistrovůz. Místa za sebou mají vždy k dispozici stolek umístěný na zadní části sedadla. Sedadla proti sobě mají stolek rozkládací. Nad sedadly jsou police pro zavazadla. Číslování sedadel je na jejich bocích provedeno Braillovým písmem. Oddíly pro cestující jsou vybaveny elektronickým obrazovým informačním systémem a nechybí ani pravidelné informační hlášení o jízdě vlaku a doplňkových službách.

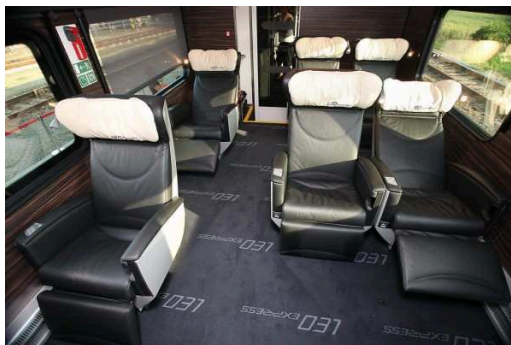


Obrázek 4.26 Druhá třída, vlak pendolino, první třída [23]

Česká Republika - Leo express [24]

Ve vlacích LE se inspirovali u západoevropských dopravců a vytvořili koncept tří tříd tak, jak je tomu v letadlech.

Premium class má luxusní ergonomická kožená sedadla s elektrickým polohováním s možností úpravy až do spací polohy. Je zde přístup k WI-FI internetu a nejvyšší rozsah cateringu a služeb palubního personálu



Obrázek 4.27 Premium class [24]

Business class nabízí polohovatelná sedadla s koženým potahem, jídelní stolek uzpůsobený pro práci s notebookem a WI-FI internet.



Obrázek 4.28 Business class [24]

Economy class má ergonomicky polohovatelná sedadla s jídelním stolem, uzpůsobeným pro práci s notebookem a WI-FI internet.



Obrázek 4.29 Economy class [24]

5. POPIS AKTUÁLNÍHO STAVU VYHŘÍVÁNÍ A MASÁŽÍ V SEDADLECH DOPRAVNÍCH PROSTŘEDKŮ

5.1 Sedačky do letadel

CL4420 – RECARO [25]

Je klasická sedačka business class pro krátké a středně dlouhé lety. Díky elektrickému ovládacímu systému lze sedadlo nastavovat do různých předdefinovaných poloh sezení s jedním stiskem tlačítka na ovládacím panelu. Bederní opěrka a integrovaný masážní systém nabízí výjimečné pohodlí při sezení. Dále se zde nacházejí PC a USB vývody napájení.



Obrázek 5.1 Sedačka CL4420 [25]



Obrázek 5.2 Polohování CL4420 [25]

BC-01 - ZIM FLUGSITZ [26]

Jedná se o moderní sedadlo ve standardní konfiguraci, která lze přizpůsobit dle požadavků zákazníka. Jsou zde minimalizovány náklady na údržbu. Rameno stolku je zakomponováno ve středové konzole, úložný prostor pro PET lahve a dále se zde nachází pohyblivá opěrka hlavy.



Obrázek 5.3 Sedačka BC-01 [26]



Obrázek 5.4 Sedačka BC-01 pohled ze zadu [26]

Solstys – SOGERMA [27]

Zajišťuje přímý přístup obsluhujícího personálu, tak i úplné soukromí při postelové úpravě sedadla. Pohodní nám zajišťuje elektrický sklopný systém a integrovaný masážní systém. Dále je zde zakomponován LCD monitor, čtecí světlo, pracovní stolek, odkládací schránka, prostor pro knihy a záchranná vesta. K dispozici jsou sluchátka, USB a audio výstup.



Obrázek 5.5 Sedačka Solstys [27]



Obrázek 5.6 Ovládací panel sedačky [27]

Venus – AVIONINTERIORS [28]

Nábytek a vybavení, které obklopuje cestující je z nejkvalitnějších materiálů. Vynikající komfort při spánku dává plné polohování do vodorovného stavu. Jednadvaceti palcová obrazovka s vysokým rozlišením nám zajistí vysoký komfort cestování. Dále je nám k dispozici široký stůl a relaxace při masáží.



Obrázek 5.7 Sedačka Venus [28]

High back seat – AEROSEATING [29]

Sedadlo je vybaveno pro zlepšení komfortu unikátními podhlavníky a područkami. Polohování sklonu opěrky zad a steh. Jsou zde nastavitelné masážní funkce a vyhřívání s pamětí předvoleb a cyklů.



Obrázek 5.8 Sedačka High back seat [29]

5.2 Sedačky do automobilů [30]

Dříve se komfort v automobilových sedačkách moc neřešil. Hlavní bylo, aby byly co nejlevnější na výrobu a aby zabíraly co nejméně místa.



Obrázek 5.9 Sedačky Fiatu 500 [30]

Před druhou světovou válkou byly běžné sedačky z vytvarovaných kovových trubek potažených textilními výplněmi. Kožené čalounění se začalo používat u nejdražších aut až po válce. Dnes se situace razantně změnila, umocněním konkurenčního boje je možnost si pořídit sportovní nebo luxusnější sedačku i do malých městských automobilů.



Obrázek 5.10 Výměnné potahy Peugeotu 1007 [30]

Mezi sedačkami výrobců z různých zemí jsou rozdíly. Francouzi jsou známi tím, že mají oblibu v pohodlných autech s měkčími sedadly. Zato Německá auta bývají vybaveny tužšími sedačkami, které slouží jako vzor i Japoncům. Zřejmě nejlepší sedačky však najdeme ve švédských autech. Pro Švédy bylo dobré sezení a ergonomie vždy důležité, stejně jako bezpečnost, kterou tyto zdánlivé detaily ovlivňují.



Obrázek 5.11 Sedačky vozu Lada Samara [30]

I přes léta vývoje se stále v nových automobilech objevují i špatná sedadla. V některých fiatech jsou příliš vypouklá opěradla a záda spíše unaví, než podpoří. Jiným přehmatem byly subtilní sedačky v minulé generaci Mazdy 6. V tomto ohledu jsou ale dosud nepřekonány sedačky v ruském voze Lada Samara. Místo dovnitř byly jejich sedáky prohnuté směrem ven, takže se posádka v zatáčkách převalovala ze strany na stranu a chytala se všeho, co bylo po ruce. Co se týče doplňkové výbavy jsou např. v automobilech Volvo jsou umístěny reproduktory v hlavové opěrce, jejíž zadní strana v mnohých automobilech slouží jako místo pro namontování displeje DVD přehrávače a televize. Zejména německá luxusní auta nabízejí u sedaček veliký počet funkcí a možností přizpůsobení. V roce 2001 vzbudilo senzaci představení dnes již minulé generace BMW řady 7, jehož sedadla mají až třináct možností pohybu. Elektricky se ovládá i vysunování hlavových opěrek. Je to složité, ale výsledkem je dokonalé přizpůsobení se požadavkům sedícího. Další tlačítka ovládají příplatkové funkce jako jsou vyhřívání, chlazení, masáž a paměti, které zaznamenávají nastavení pro různé řidiče nebo situace.



Obrázek 5.12 Ovládací panel Mercedesu řady C [30]

Nová generace Mercedes-Benz třídy S jde ještě dál. Elektrické seřizování u dražších verzí sedadel doplňuje pneumatika ovládající nejen bederní opěrku a masážní funkce, ale i bočnice sedáku a opěradla. Při rychlé jízdě se tak lze do sedačky doslova zavřít, nebo využít funkce přifukující v zatáčkách bočnice tak, že řidiče podrží proti odstředivé síle. Vyspělejší funkce sedaček se zde ovládají v menu palubního počítače. Zde si lze vybrat například ze čtyř režimů příplatkového masážního systému.



Obrázek 5.13 Sedadla Lexus LS600h [30]

Nejlepším masérem je však špičkový model LS 600h japonské značky Lexus. Sedadla nabízejí několik druhů masáží, uvolnit si můžete jenom ramena nebo záda, stejně tak vás může křeslo namasírovat kompletně. Na výběr je z několika rychlostí a sil přitlaku masáže. Za příplatek nabízený "relaxační paket" inspirovaný tím v prodloužené limuzíně značky Maybach nabízí nejen možnosti nastavení srovnatelné se zubařským křeslem, ale také dva druhy masáže, jejichž rychlost a intenzitu lze nezávisle nastavovat.

Vyhřívání potahy do aut [31] [34]

Jedná se o levnější alternativu k sedačkám se zabudovaným vyhříváním. Cena je různá dle designu, výrobce a funkcí. Ty lepší umí kromě vyhřívání třeba i poskytnout řidiči masáž zad. Napájí se konektorem (12V nebo 24V) do zásuvky automobilového zapalovače. Většinou mají potahy zabudovaný termostat, ty dražší disponují také ovládacím panelem, třeba na přívodním kabelu. Ovládání ale často nenabízí moc velké spektrum možností, třeba co se teploty vyhřívání týká. Potahy se vyrábí často univerzální pro více typů vozidel a problém jim nedělají ani sedadla, která mají zabudovaný boční airbag přímo v opěradle předních sedadel. Autopotahy se většinou upevňují pomocí gumových popruhů. Sehnat lze i konektor 24V, tyto potahy pak podle výrobce hřejí již během první půlminuty. Konektor pro připojení do zapalovače má vestavěnou pojistku. Pojistku proti přehřátí mají i samotné autopotahy.



Obrázek 5.14 Vyhřívání potahy na 12V [33]



Obrázek 5.15 KEETEC CSH 1 [34]

Trochu dražší variantou je karbonové vyhřívání sedadel KEETEC CSH 1 nebo KEETEC CSH 2. Toto vyhřívání se instaluje pod textilní čalounění opěradlové a sedací části sedadla. Kabely a svazky se pak skryjí na místa, kde nebudou viditelná a nebudou tak rušit dojem z interiéru. Napájení je, podobně jako u „normálních“ autopotahů 12V.

5.3 Hlavní principy vytápění sedadel [32]

V dnešní době existuje celá řada způsobů jak vytápět sedadla, pro názornou ukázkou použijeme výrobky společností Heat you seat a HT car systém.

Vyhřívání výrobce **Heat your seat** [32]

Ohřev odporovým drátem:

Jedná se o nejrychlejší způsob zahřátí s nejvíce konzistentním teplem.

Ohřev odporovými uhlíkovými vlákny:

Uhlíkové vlákno je většinou univerzálnější a flexibilnější než drátěné prvky. Ohřívají se o něco pomaleji než dráty, ale mají digitální elektronické ovládání, které řídí přesné nastavení konstantní teploty.



Obrázek 5.16 Vybavení pro ohřev uhlíkovými vlákny [32]

Ohřev PTC:

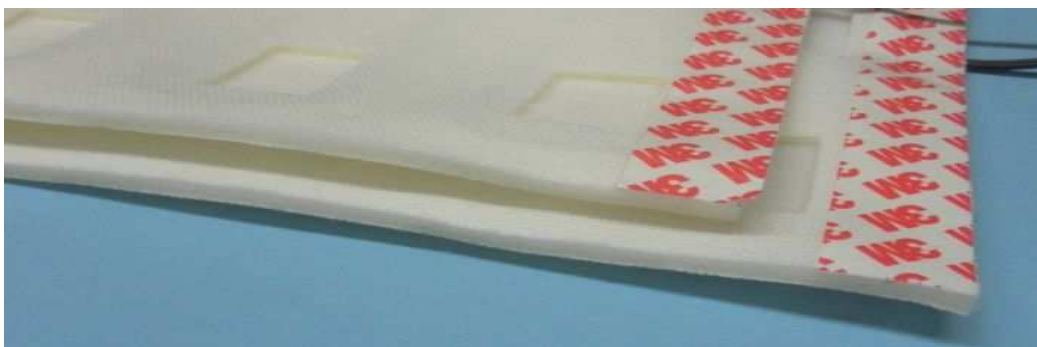
PTC je zcela nová technologie pro vytápění sedadel. Je to nejtenčí technologie, která je ideální pro členité povrchy. Tyto prvky používají samoregulační odporový inkoust topného prvku. Elektřina je předávána přes inkoust a topné těleso je zahříváno na předem nastavenou teplotu.



Obrázek 5.17 Vybavení pro PTC ohřev [32]

Vyhřívání výrobce **HT car system** [35]

Hlavní částí vyhřívání jsou tenké, pružné a ohebné podušky, které jsou tvořeny ze dvou molitanových vrstev a ty jsou zpevněny textilní tkaninou. Mezi těmito vrstvami je vlepený topný meandr z odporového vodiče. Díky těmto vlastnostem umožňují podušky několik možností použití a to tak, že jsou skryté buď pod autopotahy nebo pod čalouněním. Protože mají malou tloušťku, jejich přítomnost se na sedadle nepozná, proto se obvykle ponechávají ve vozidle po celý rok. Jejich provedení je též zárukou vysoké životnosti a dobré odolnosti proti poškození. Z hlediska montáže rozlišujeme variantu určenou pod potahy a verzi určenou pod čalounění.



Obrázek 5.18 Topné podušky HT car system [35]

5.4 Sedačky do vlaků

Dnešní úroveň vlakových sedaček zaostává cca 10 let za komfortem a vybaveností letadlových sedaček. Velmi pomalým tempem se aplikují některé prvky z letecké a automobilové dopravy i do vlaků. To je zapříčiněno trendem vyrábět levnější sedačky a tím snižovat provozní a výrobní náklady spojené s železniční dopravou. Dnešní sedadla v první třídě nemají žádný enormní kvalitativní rozdíl oproti sedadlům ve druhé třídě. Což má za následek menší zájem cestovat touto třídou.

Na našem území jsme zaznamenaly první odvážný krok k tomuto kvalitativnímu skoku u prvních tříd vlaku Leo express. Kde jsou komfortní sedadla firmy Borcad cz, které jsou svojí úrovní srovnatelné se sedadly leteckých společností. Pokud se touto cestou vydají i další provozovatelé a výrobci vlaků, mohla by se železniční doprava svým komfortem přiblížit úrovni letecké a automobilové dopravy.

6. POPIS OSTATNÍCH MASÁŽNÍCH ZAŘÍZENÍ

6.1 Masážní křesla [34]

Pro seznámení se s hlavními principy fungování masážních křesel jsou vybrány masážní křesla Sanyo a Panasonic, které jsou považovány za nejlepší na trhu.

Masážní křesla Sanyo

Masáž na těchto křeslech je přesná díky naskenování postavy a hlavně senzorům pro detekci zatuhlosti zádového svalstva. Křeslo Zero Gravity 8700 poskytuje 3 programy nulové gravitace a využívá sílu válečků. Válečkový mechanismus spolu se sofistikovaným senzorovým systémem zajistí, že uživatel skutečně pokaždé dostane vlastní osobní masáž.



Obrázek 6.1 Sanyo HEC-DR 8700 [34]



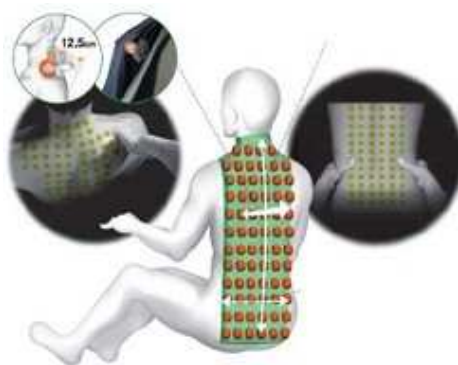
Obrázek 6.2 Polohování masážního křesla Sanyo [34]

Masážní křesla Panasonic

Masážní křeslo obsahuje kladívkovou 3D masáž (Shiatsu). Díky přesnému zaměření oblasti krční páteře se zařízení postará o uvolnění celého krku včetně trapéz. Model je vybaven vzduchovou masáží na ramena, na stehna a nohy.



Obrázek 6.3 Panasonic EP-MA70 [34]



Obrázek 6.4 Masírované oblasti [34]

Další funkcí je japonská "Junetsu" masáž kde je cílem hnětací masáž. Během několika minut uvolňuje hluboce zakořeněné napětí v zádovém svalstvu.

Při masáži ramen směrem vzhůru je největší možné vysunutí masážní hlavice 12,5 cm. Od krku pod pas je délka rozsahu masáže 76 cm.



Obrázek 6.5 – Masážní mechanismus křesla Panasonic EP-MA70 [34]

6.2 Masážní podložky [36]

Masážní podložka je asi nejvyužívanější masážní přístroj, mající základní dvě podoby svým tvarem a ergonomií zaměřená na masáž v sedě, tedy ať už doma na sedací soupravě nebo v sedadla automobilu, dále můžete zakoupit masážní podložky na celé tělo ve tvaru klasické masážní matrace, která je více aplikovatelná v leže, ale stejně tak ji můžete nastavit na sezení. Masážní podložka pomáhá zmírňovat bolest zad a beder, léčí neurózu, odstraňuje únavu, stimuluje, svaly, krevní oběh a zlepšuje celkovou vitalitu. Masážní podložky nabízí shiatsu masáž, vibrační i rolovací masáž. Masážní motory jsou rozmístěny rovnoměrně tak, aby splňovaly účel masáže celých zad nebo jednotlivých částí těla, jako hýždě, oblast beder atp. Masážní podložky do aut můžeme používat nejen za volantem, stejně tak i doma a mnohé nabízí i vyhřívání, samozřejmostí je ergonomické zpracování, jednoduchý ovladač a volitelnost programů, který je součástí většiny masážních podložek.



Obrázek 6.8 Masážní podložka HOME-MASS [36]



Obrázek 6.10 BEURER MG260 [37]

7. ERGONICKÝ POPIS PROBLEMATIKY SEZENÍ, MASÁŽÍ A VYHRÍVÁNÍ

Ergonomie je vědecká disciplína optimalizující interakci mezi člověkem a dalšími prvky systému a využívající teorii, poznatky, principy, data a metody k optimalizaci pohody člověka a výkonnosti systému.“ [37]

7.1 Ergonomie správného sezení [39]

Musíme si uvědomit, že evoluční výběr přírody nás nestihl vybavit páteří, určenou na dlouhodobé sezení. Naopak, ta ke zdravé funkci potřebuje pohyb, především pro zajištění stabilního přísunu tekutin do oblasti meziobratlových plotének a pro posilování zádového svalstva. Kromě páteře jsou při sezení, hlavně špatném sezení, ohroženy i ostatní funkce našeho těla. Jediným řešením, jak zároveň sedět a být v pohybu, je sedět tzv. DYNAMICKY. Jednoduše řečeno: čím méně páček na židli je nastaveno "napevno", tím více je sezení dynamické a zádové svalstvo lépe pracuje na udržování správné funkce páteře.

Zásady správného sezení

- Židle musí mít synchronní mechanismus
- Opěrák musí být správně tvarovaný
- Sedák musí být správně tvarovaný
- Musíme sedět vzadu
- Mít monitor na inteligentním držáku
- Musíme sedět ve správné výšce
- Stůl, resp. klávesnice musí být ve správné výšce
- Područky musí podpírat pouze lokty, ne zápěstí
- Co nejčastěji střídat polohu Sedět - Ležet - Stát
- Tvůrčí pracovníci většinou potřebují podhlavník
- Nejraději nesedět vůbec

7.2 Termoreceptory [41]

Teplotu objektů, které se dostanou do kontaktu s naší kůží, vnímáme prostřednictvím termoreceptorů (vlastních teplotních receptorů) a nociceptorů (receptory pro bolest). Termoreceptory i nociceptory jsou volná nervová zakončení. Intenzita vjemu teploty či chladu závisí na frekvenci impulsů vysílaných do mozku

termoreceptory. U člověka je maximální počet impulsů za sekundu poměrně malý (řádově desítky). Na tělech živočichů existují obvykle dva typy termoreceptorů, u člověka pro ně platí:

- chladové (nervová vlákna typu A δ a C), vnímáme jimi teplotu v oblasti 10 - 30°C, a teploty v oblasti nad 45°C (to vysvětluje proto teplotu nad 45°C vnímáme jako chlad).

- tepelné (nervová vlákna typu C), vnímáme jimi teplotu v rozmezí 25 - 40°C.

- nociceptory (nervová vlákna typů A δ a C) vnímáme teploty v oblastech <10°C a >45°C jako bolest.

Hustota termoreceptorů i nociceptorů není všude stejná, proto jsou různá místa těla různě citlivá na změny teploty.

7.3 Receptory tlaku [47]

Tlak (dotek) vnímáme v místech, kde jsou receptory tlaku (tzv. Meissnerova tělíška). Ty nejsou rozmístěny rovnoměrně. Na 1 cm² jich připadá asi 25. Nej hustěji jsou na jazyku (1mm od sebe) a bříšku prstů (2mm), řídce jsou na zádech (cca 68mm).

8. MASÁŽE [40]

8.1 Historie masáže

Masáž je považována za jeden z nejstarších léčebných prostředků, její kořeny zřejmě sahají až do pravěku. První reakcí na zmírnění bolesti je tření či hnětení, což jsou základní masérské hmaty. Dlouhou historii lze předpokládat i u masáže sloužící k odstranění únavy či k celkovému osvěžení.

Samotný termín masáž je řeckého původu (massó – hníst, mačka), obdobná slova najdeme i v dalších indoevropských jazycích. Nejstarší doklady o masáži pocházejí z oblasti Mezopotámie, z Egypta a Číny.

Masáž znala i starověká Indie, jejíž poznatky jsou dodnes používány v podobě Ájurvédských masáží.

V evropské oblasti je masáž známá ze starověkého Řecka (zmínky o masáži jsou obsaženy dokonce i v Homérově eposu Odyseia). Za „otce evropské medicíny“ je považován řecký lékař Hippokratés, který znal i masáž a její účinky. Automasáží se údajně zabýval už jeho učitel Herodikos, který se prý díky masáži a dalším cvičením dožil sta let.

Od Řeků převzali znalost masáže Římané. Pojítkem mezi řeckou a římskou medicínou byl původem řecký lékař Asklépiadés (1. století př. n. l.), který přesídlil do Říma, kde se stal proslulým lékařem. Je o něm známo, že masáž považoval za jeden z léčebných prostředků; rozlišoval několik druhů masáží a zavedl nový masážní hmat – chvění.

Masáže byly oblíbeny i na římském panovnickém dvoře. Je známo, že už Gaiu Juliu Caesarovi (1. století př. n. l.) léčili pomocí masáže epilepsii. I jeho nástupci využívali masérské služby, svého osobního maséra měl například císař Nero (1. století n. l.). Císař Hadrianus nařídil v roce 117 vzájemnou povinnou masáž pod dohledem lékařů a zkušených masérů u římského vojska.

Středověk, v jehož centru zájmu byla spíše duše než fyzická schránka člověka, lze z pohledu vývoje masáže označit za dobu úpadku. Na lékařské znalosti antického světa navázali především Arabové. Masáže našly svůj prostor zejména v tureckých parních lázních.

V 16. století nastává velký rozmach medicíny a Evropa znovu objevuje antický svět a jeho znalosti. Do centra zájmu se dostává člověk a jeho duševní i tělesná stránka.

Masáž se opět stává jedním z léčebných prostředků, i když po praktické stránce za antickou zaostává.

Na konci 18. století vznikají v Německu, Francii a Švédsku školy, které masáž vyučují. 19. století pak přináší moderní pojetí masáže – jeho autorem je především švédský teolog a literát Peter Henrik Ling (1776 – 1839), kterého k vypracování vlastního systému masáže přivedl nepříliš dobrý zdravotní stav. Za podpory švédského státu vybudoval Ústřední ústav švédské gymnastiky, jehož součástí bylo i výukové masážní středisko.

V českých zemích lze za zakladatele moderní masáže považovat ortopeda Vítězslava Chlumského (1867 – 1943).

V současné době rozlišujeme několik druhů masáží:

- klasické
- sportovní a rekondiční
- východní (orientální) – shiatsu, sujok, thajská masáž, čínská tlaková masáž
- lymfatické masáže
- Bowenovy masáže

Systém masérských hmatů:

Tření

Je plošně působící hmat, který slouží na zpracování povrchových vrstev kůže, která se tím prokrví, zčervená. Jde o tzv. mechanické předehtátí, sloužící zároveň k nanesení masážního prostředku. Tlak se vyvíjí jen v určitém směru masáže, tzv. účinný směr masáže, zpět se ruka vrací volně.

Vytírání a roztírání

Jsou hmaty působící hlouběji, větším tlakem a v rozdílném rozsahu. Vytírání je podobné tření, ale při větším tlaku zasahuje více do hloubky. Zpracovávají se jím svaly, šlachy, mezikostní prostory, dlaně a chodidla. Provádí se v kratších i dlouhých tazích, prsty proniknou hlouběji do tkání. Při roztírání se působí tlakem převážně koncových částí palců a prstů hluboko do tkání a zpracovávají se nejen podkožní tkanivo a svaly, ale i šlachy, jejich úpony, klouby a kloubní pouzdra. Při roztírání se zpracovává nejčastěji malá oblast, přičemž roztírající ruka vykonává krouživé nebo spirálovité pohyby.

Hnětení

Slouží k důkladnému zpracování svalů a svalových skupin, na které se působí střídavým tlakem. Rozeznáváme několik způsobů hnětení: vlnovité, krouživé, přerušovaný stisk, pomalé proválení, protlačování, finské.

Tepání

Je úkon, kterým podle intenzity dopadu a druhu hmatu můžeme zasáhnout všechny vrstvy tkání až po okostici. Má tonizační účinek především na svaly. Provádí se nejčastěji střídavým rytmickým úderem obou rukou.

Chvění

Provádí se přiloženou dlaní, prsty nebo vidličkou. Ošetřované místo se roztřepe rychlým či pomalým pohybem, který se opakuje několikrát za sebou. Protřásání a natřásání patří k silnějším úkonům chvění a používají se na končetinách. Patří sem i přehazovací břišní stěny. Intenzivní chvění působí tonizačně, mírně relaxačně.

Účinky masáže:

Místní účinek

Urychlené odstraňování povrchové vrstvy kůže. Rychlejší vyprazdňování povrchových žil a lymfatických cév. Zlepšení vstřebávání otoků, výpotků, krevních výronů. Zvýšený přívod kyslíku do tkání. Odstranění zplodin metabolismu a zlepšení výživy tkání. Zvýšený tok lymfy a zlepšená svalová činnost. Hmaty s hlubokým účinkem rozrušují srůsty ve tkáních. Zvýšení elasticity kloubního maziva.

Vzdálené účinky

Jsou zprostředkovány převážně reflexně; Projevují se změnou prokrvení a zlepšení činnosti hloubkových tkání a orgánů.

Celkový účinek

Je dán drážděním nervových zakončení a vznikem biologicky aktivních látek v průběhu masáže. Změna vegetativní rovnováhy. Zrychlení látkové výměny. Změna vnitřního prostředí a činnosti žláz s vnitřní sekrecí. Ovlivnění CNS, který zpětně ovlivňuje periferní orgány a jejich funkci. Harmonizace napětí svalstva. Eliminace psychického napětí.

9. Koncepční návrh masážního zařízení

9.1 Kritéria hodnocení masážních konceptů

9.1.1 Zabudovatelnost vyhřívání

- funkční a rozměrové možnosti zabudování vyhřívání do kompozice sedačky

Způsoby vyhřívání:

- PTC systémy
- Karbonová vlákna
- Odporový drát

9.1.2 Masážní flexibilita [40]

- masážní schopnosti zařízení masírovat několika různými metodami.

Masážní metody:

roztírání - ztuhnutí zádového svalstva je uvolněno prostřednictvím tlaku jakoby konečky prstů na akupresurní body, které jsou na zádech rozmístěny. Horizontálním pohybem vyvíjejí masážní válce na vaše svalstvo tlak ze stran do středu a naopak od páteře do stran, takže vaše záda jsou náležitě prohnětena.

poklepávání - ztuhnutí svalstva, které ve většině případů vede k nedostatečnému prokrvení, je odstraněno stimulačně působícím poklepáváním, čímž se zlepšuje krevní oběh. Masážní válce intenzivními pohyby poklepávají po vašich zádových svalech dle individuálního nastavení, uvolňují je a aktivizují akupresurní body.

válečkování - ulevuje páteři, odnímá tlak z meziobratlových plotének, což má velice pozitivní účinek. Masážní válečky se pravidelně pohybují odshora dolů a naopak po obou stranách vaší páteře, přičemž jsou následovány obrysy vašeho těla.

vibrace - stará se o totální uvolnění. Vibrační masáž vyhání únavu a těžkost. V poloze ležmo se projevuje ergonomicky vhodný tvar masážního křesla. intenzitu vibrací lze individuálně nastavit, jemné oscilace probíhají jako příjemné vlny vaším tělem.



Obrázek 9.1 Masážní metody(roztírací, poklepová a válečková) [34]

9.1.3 Objem zásahů do stávající konstrukce

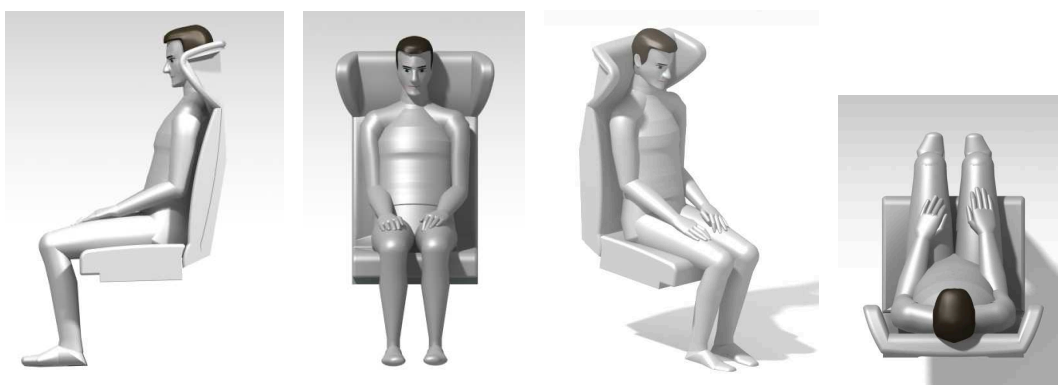
- objem a množství konstrukčních změn nezbytně nutných pro zakomponování masážního zařízení do sedačky.

9.1.4 Hlučnost provozu

- zvukové a vibrační působení masážního zařízení na sedačku a její nejbližší okolí.

Na základě výše uvedených kritérií jsem o indexoval jednotlivé koncepční návrhy (1 – 7). Čím nižší hodnota čísla tím lépe splňuje koncept dané kritérium. Jako nejdůležitějším kritériem jsem si zvolil masážní flexibilitu a objem zásahů do stávajícího konceptu konstrukce jejichž index jsem násobil dvěma, abych tím zdůraznil jejich důležitost. Hlavní index je součtem jednotlivých indexů všech čtyř kritérií. Koncepty s menší hodnotou indexu splňují více daná kritéria a naopak.

9.2 Koncepční návrhy principu fungování masáže a vyhřívání.

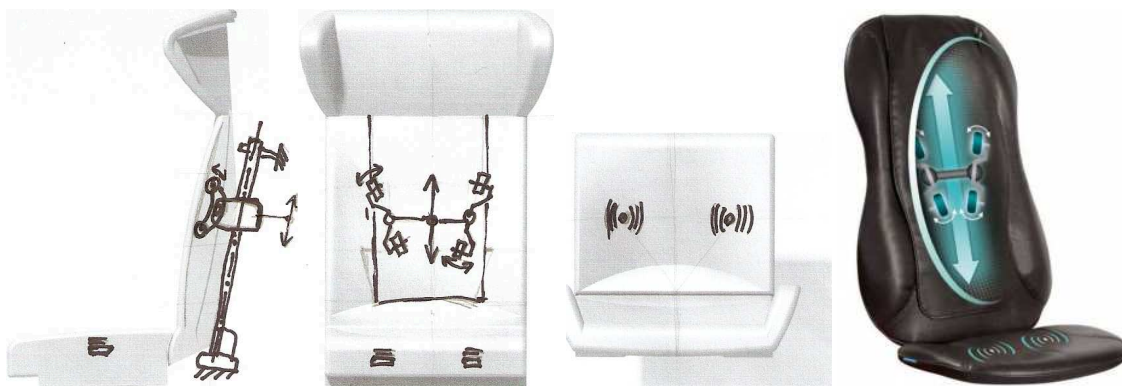


Obrázek 9.2 Masážní metody(roztírací, poklepová a válečková)

pořadí		index
1.	3. Stacionární masážní hlavice	18
1.	4. Stacionární hlavice v kombinaci s vibrační masáží	18
3.	2. Mobilní masážní hlavice	19
4.	1. Válečkový masážní mechanismus	20
5.	7. Vibrační masáž	22
6.	6. Vzduchová masáž	27
7.	5. Vodní masáž	31

Tabulka 9.1 Shrnutí výsledků hodnocení masážních konceptů

9.2.1 Válečkový masážní mechanismus



Obrázek 9.3 Válečkový masážní mechanismus [36]

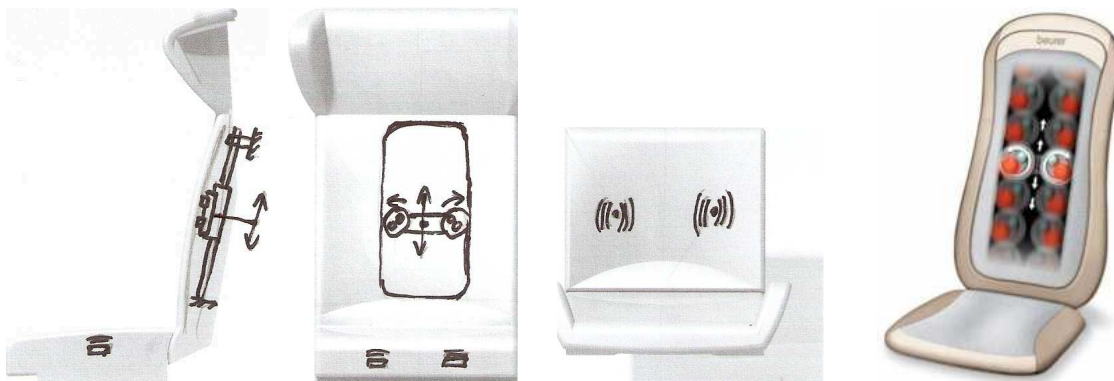
Princip:

Masážními kontaktními členy jsou dva válečky jejichž elipsovitě uchycení na masážní jednotce dokonale simuluje rozložení prstů lidské ruky. Celá masážní jednotka se pohybuje vertikálně po vedení na němž je uchycena a tím nám zajišťuje celkovou konzistentní masáž zad. Válečkovou masáž nám zajistí vertikální pohyb masážní jednotky s rotačně uloženými válečky, při souběžném aretování kyvných pohybů. Poklepová masáž je dosažena kyvným pohybem kolmo na rovinu opěráku a souběžným vertikálním pohybem. Při od aretování kyvného pohybu v rovnoběžné rovině vůči sedáku docílíme kombinací všech již zmíněných funkcí roztírací masáže. Vyhřívání je zprostředkováno odporovým drátem vinutým na koncepci masážní jednotky a následnou akumulací tepla v rozmezí masážní kapsle (kapsa opěráku ve které se pohybuje masážní jednotka). Sedací část je zabudována vibrační masáž s vyhříváním karbonovými vlákny. Tento koncept sedáku je rovněž u řešení číslo 2, 3, 4 a 7.

Indexování konceptu:

Zabudovatelnost vyhřívání	7		
Masážní flexibilita	1	=	2
Objem zásahů do stávající konstrukce	5	=	10
Hlučnost provozu	1		
<u>Celkový index:</u>	<u>20</u>		

9.2.2 Mobilní masážní hlavice



Obrázek 9.4 Mobilní masážní hlavice [37]

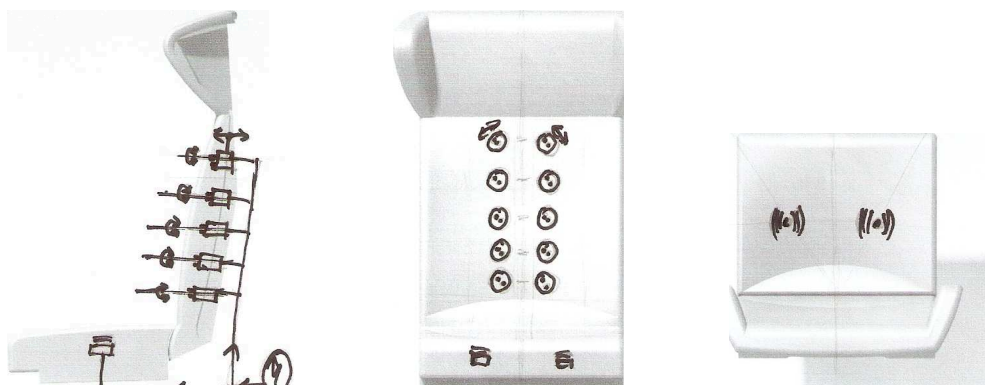
Princip:

Proces masáže nám zajistí rotační masážní hlavice s kulovitými kontaktními segmenty, celková masážní hlava je pohyblivá ve svislém směru. Tento princip nám rovněž pokrývá rozsah druhů masáží ve stejné míře jako předešlý koncept č.1. Vyhřívání je umístěno jednak na pohyblivé jednotce kde je uložena masážní hlavice tak i v pevné kompozici opěráku. Použití při této aplikaci jsou karbonová vlákna nebo odporový topný drát nebo jejich kombinace.

Indexování konceptu:

Zabudovatelnost vyhřívání	6		
Masážní flexibilita	2	=	4
Objem zásahů do stávající konstrukce	4	=	8
Hlučnost provozu	1		
<u>Celkový index:</u>	<u>19</u>		

9.2.3 Stacionární masážní hlavice



Obrázek 9.5 Stacionární masážní hlavice

Princip:

K masírování jsou použity obdobné masážní hlavice jako v konceptu č.2 s tou změnou ,že jsou stacionárně uloženy v konstrukci opěráku sedačky. Tím pádem zde není možnost válečkové masáže. Rotace masážních hlavic nám zprostředkovávají roztírací a poklepovou masáž. Vyhřívání je zajištěno pomocí karbonových vláken umístěných ve tkanině, která se dá flexibilně upravovat dle potřeb uspořádání jednotlivých masážních segmentů. Tato verze ohřevu je také shodná pro varianty 4 a 7.

Indexování konceptu:

Zabudovatelnost vyhřívání	3		
Masážní flexibilita	3	=	6
Objem zásahů do stávající konstrukce	3	=	6
Hlučnost provozu	3		
<u>Celkový index:</u>	<u>18</u>		

9.2.4 Stacionární hlavice v kombinaci s vibrační masáží



Obrázek 9.6 Stacionární masážní hlavice s vibrační masáží

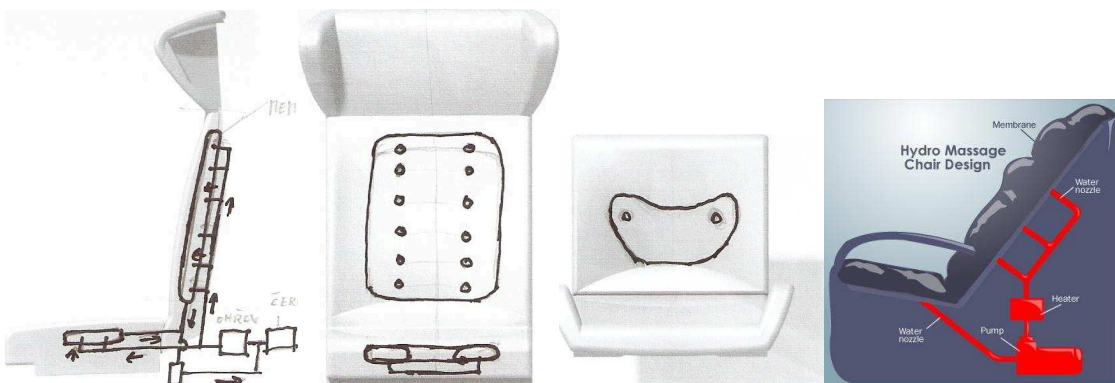
Princip:

Jedná se o kombinaci dvou druhů masáží tj. stacionární masážní hlavice a vibrační masáže. Tím dosáhneme flexibilnějšího nastavení podmínek masírování, jak uvolnění napjatého svalstva vibrací tak další regeneraci díky poklepové a roztírací masáži.

Indexování konceptu:

Zabudovatelnost vyhřívání	3		
Masážní flexibilita	4	=	8
Objem zásahů do stávající konstrukce	2	=	4
Hlučnost provozu	3		
<u>Celkový index:</u>	<u>18</u>		

9.2.5 Vodní masáž



Obrázek 9.7 Vodní masáž [46]

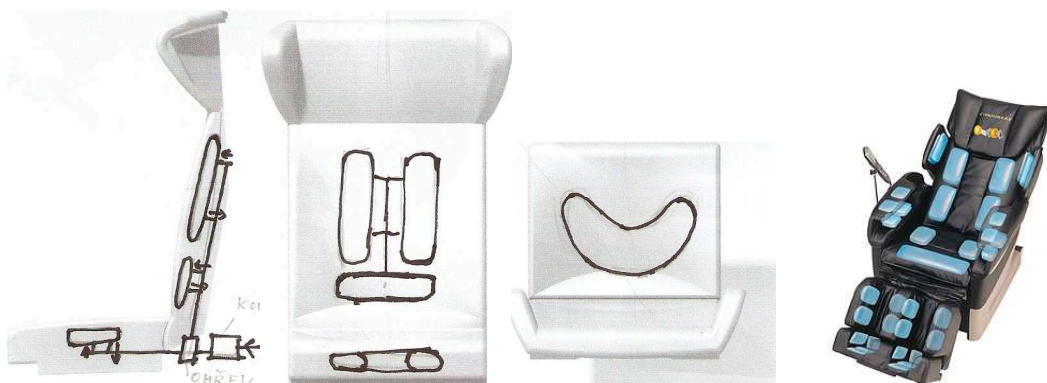
Princip:

Ve tělese opěráku je umístěn membránový vak do kterého se tryskami vhání voda a ta plní funkci masážního média. Voda je v oběhu ohřívána a tím plní funkci topného média. Ostatní vyhřívání není potřeba zabudovávat. V sedáku je totožná masážní kompozice jako v opěráku.

Indexování konceptu:

Zabudovatelnost vyhřívání	1		
Masážní flexibilita	5	=	10
Objem zásahů do stávající konstrukce	7	=	14
Hlučnost provozu	6		
<u>Celkový index:</u>	<u>31</u>		

9.2.6 Vzduchová masáž



Obrázek 9.8 Vzduchová masáž [46]

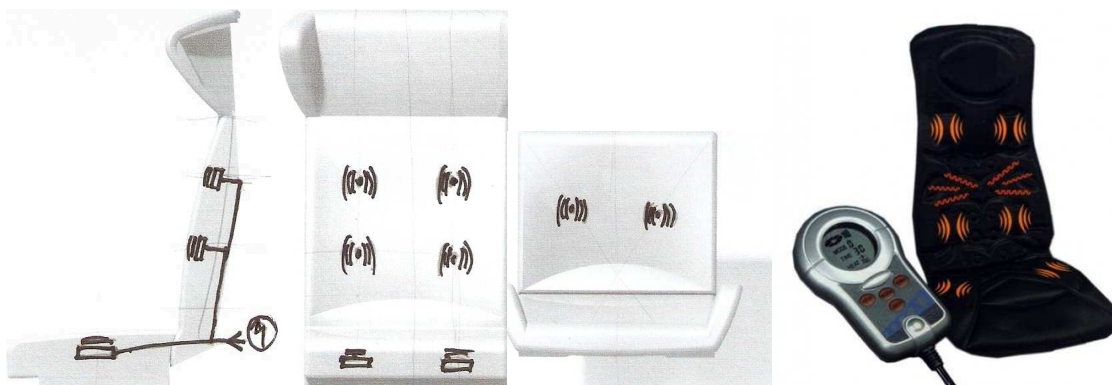
Princip:

Masírování spočívá v kontinuálním nafukování a vyfukování vzduchových polštářů působících na zádovou oblast pasažéra. Tato masáž se dá zařadit mezi poklepovou plošnou masáž. Vzduch vháněný přes kompresní stanici je ohříván, a tím odpadá potřeba použití jiného vyhřívacího systému. V sedací části je stejný vzduchový polštář jako u zádové části.

Indexování konceptu:

Zabudovatelnost vyhřívání	1		
Masážní flexibilita	5	=	10
Objem zásahů do stávající konstrukce	5	=	10
Hlučnost provozu	6		
<u>Celkový index:</u>	<u>27</u>		

9.2.7 Vibrační masáž



Obrázek 9.9 Vibrační masáž [37]

Princip:

Vibrační masáže dosáhneme zabudováním vibračních elektromotorků do opěráku. Tímto způsobem dosahujeme pouze vibrační masáže, kterou dosáhneme uvolnění napjatého svalstva, ale chybí zde možnosti dalších druhů masáží.

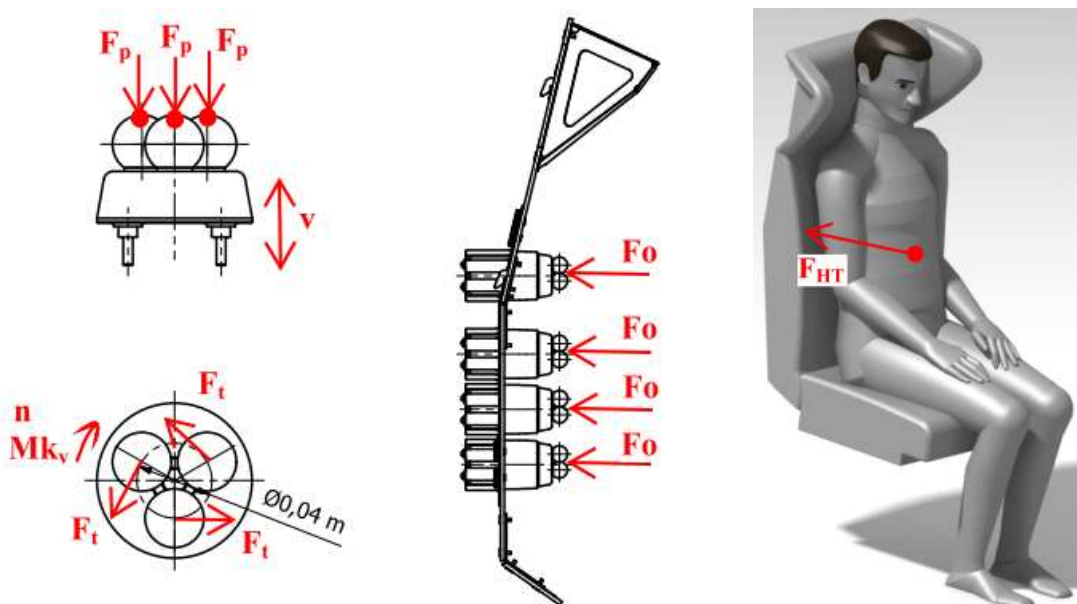
Indexování konceptu:

Zabudovatelnost vyhřívání	3		
Masážní flexibilita	7	=	14
Objem zásahů do stávající konstrukce	1	=	2
Hlučnost provozu	3		
Celkový index:	22		

10. KONSTRUKČNÍ VÝPOČTY

10.1 Výpočet a volba vstupních parametrů [47] [49]

Pro určení vstupních výchozích parametrů pro dimenzování masážního zařízení, je klíčový daný masážní proces. Tento je složen z posuvného a současného rotačního pohybu komponent. Samotný masážní kontakt je zprostředkován pomocí třech masážních elementů kulovitého tvaru. Max. hmotnost uživatele jsem zvolil 120 kg. Masážní jednotky jsou zatíženy především silami odvozenými od hmotnosti trupu. Dle procentuálního rozložení hmotnosti člověka průměrné tělesné stavby je tato hodnota 44,8 %.



Obrázek 10.1 Schéma vstupních parametrů masážní jednotky

Hmotnost trupu pasažéra:

$$m_{HT} = \frac{m_{\max}}{100} \cdot c_t \text{ [kg]} \quad (9.1)$$

$$m_{HT} = \frac{120}{100} \cdot 44,8 = 53,8 \text{ [kg]}$$

kde c_t hmotnost trupu člověka [%]

m_{\max} maximální hmotnost uživatele [kg]

Silový účinek hmotnosti trupu:

$$F_{HT} = m_{HT} \cdot g \text{ [N]} \quad (9.2)$$

$$F_{HT} = 53,8 \cdot 9,81 = 527,4 \text{ [N]}$$

kde g gravitační zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

m_{HT} hmotnost trupu pasažéra [kg]

Vypočtený silový účinek hmotnosti trupu bude rozložen na 8 masážních jednotek zakomponovaných v sedadle.

Síla působící na jednu masážní jednotku

$$F_o = \frac{F_{HT}}{j_c} \text{ [N]} \quad (9.3)$$

$$F_o = \frac{527,4}{8} = 65,93 \text{ [N]}$$

kde j_c počet masážních jednotek opěráku [1]

F_{HT} silový účinek hmotnosti trupu [N]

Síla působící v ose masážního segmentu

$$F_p = \frac{F_o}{j_s} \text{ [N]} \quad (9.4)$$

$$F_p = \frac{65,93}{3} = 21,98 \text{ [N]}$$

kde j_s počet masážních segmentů jednotky [1]

F_o síla působící na jednu masážní jednotku [N]

Kroutící moment potřebný pro překonání třecího odporu při procesu masáže:

Tečná odporová síla

$$F_t = F_p \cdot f \text{ [N]} \quad (9.5)$$

$$F_t = 21,98 \cdot 0,31 = 6,81 \text{ [N]}$$

kde f součinitel tření (plast – syntetická kůže) [1]

F_p síla působící v ose masážního segmentu [N]

Kroutící odporový moment

$$M_{k_o} = F_t \cdot R \text{ [Nm]} \quad (9.6)$$

$$M_{k_o} = 6,81 \cdot 0,02 = 0,14 \text{ [Nm]}$$

kde R poloměr uložení masážních segmentů [m]

F_t tečná odporová síla [N]

Pro překonání odporového kroutícího momentu M_{k_o} je potřeba vyššího kroutícího momentu na rotační části zařízení. Pro zohlednění charakteru zatížení a provozu zařízení volím koeficient bezpečnosti $k = 4$.

Výsledný kroutící moment masážní hlavice

$$M_{k_v} = M_{k_o} \cdot k \text{ [Nm]} \quad (9.7)$$

$$M_{k_v} = 0,14 \cdot 4 = 0,56 \text{ [Nm]}$$

kde M_{k_o} kroutící odporový moment [Nm]

k koeficient bezpečnosti kroutícího momentu [1]

Důležitými vstupními parametry potřebnými pro další výpočty jsou masážní otáčky a rychlost posuvu. Na základě ergonomického rozboru problematiky masáže bederní oblasti volím tyto hodnoty.

Maximální výstupní masážní otáčky $n = 20 \text{ [min}^{-1}\text{]}$

Rychlost posuvu masážní hlavice $v = 0,15 \text{ [m.min}^{-1}\text{]}$

10.2 volba elektromotoru [43]

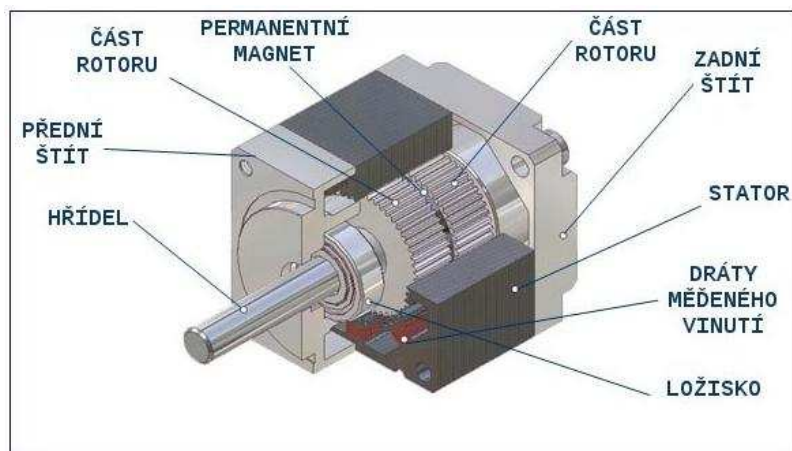
Z katalogu volím vhodný elektromotor na základě těchto požadavků:

- přesná polohovatelnost výstupního hřídele
- malé vnější rozměry
- snadná a rychlá reverzace otáček
- nízká akumulace tepla při chodu motoru

Těmto požadavkům nejlépe vyhovují krokové motory. Krokové motory jsou používány v polohovacích aplikacích, které vyžadují přesné pohyby a potřebují při zastavení držení v určité poloze bez ztráty polohy. Různé přírůstky proudu jsou dodány do vinutí, aby motor krokoval. Pokud se motor zastaví tak se nepřehřeje ani nezničí.

Krokový motor se skládá z několika částí :

- *hřídel* z nerezové oceli procházející celou konstrukcí motoru
- *rotor* skládající se ze dvou zubatých válců mezi nimiž je permanentní magnet
- *ložiska* ve předu a vzadu motoru
- *stator* z trafo plechů se zuby a místem na vinutí
- vinutí okolo zubatých pólů *stator*



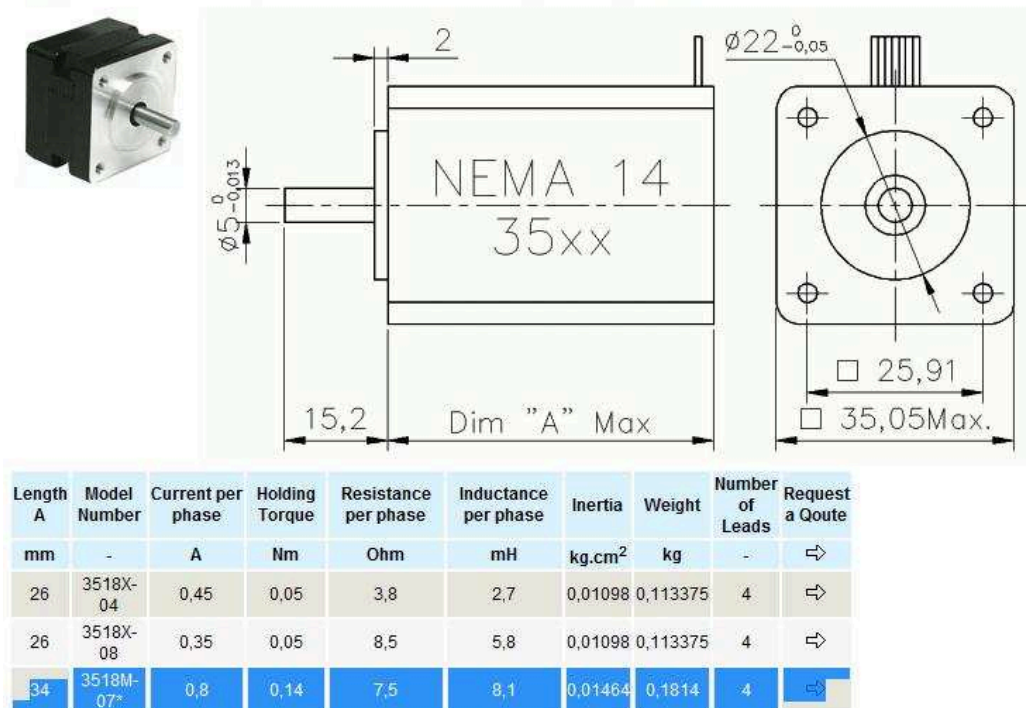
Obrázek 10.2 Konstrukce krokového motoru [43]

Většina krokových elektroměrů je konstruovaná tak aby pracovala v otáčkovém rozsahu 0 – 3000 ot/ min. Výstupní kroutící moment je flexibilní na základě daného typu motoru.

Zvolený typ elektromotoru je Krokový motor NEMA 14

- otáčky 0 – 3000 ot / min
- kroutící moment 0,14 N/m
- potřebný el. proud 0,8 A

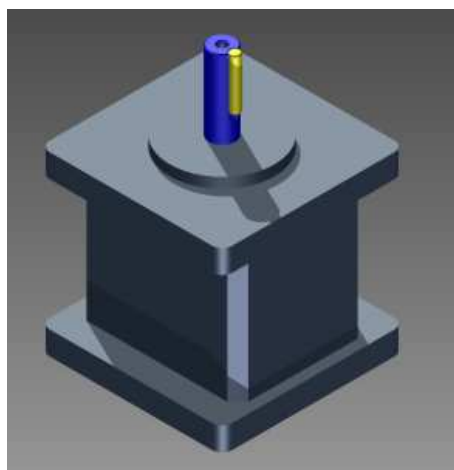
Stepper Motors Size NEMA 14 - 0,9 and 1,8 Degrees step angle



Obrázek 10.3 Krokový motor NEMA 14 [47]

10.2.1 úprava výstupní hřídele elektromotoru [48]

Přenos kroutícího momentu a otáček bude zprostředkován pomocí kolíkového spoje. Výpočet kolíkového spoje je proveden pomocí softwaru MITCALC viz. obr. 10.5.



Obrázek 10.4 Umístění kolíku na výstupní hřídeli

Výsledkem výpočtu viz. obrázek 10.5 je navržený válcový kolík o průměru 2 mm a délce 10 mm, nepohyblivě uložený v náboji. Výpočet byl proveden na základě vstupních parametrů odvozených z krokového elektromotoru. Dle pevnostní kontroly se zjistilo že nejnižší bezpečnost vyšla při kontrole hřídele na krut, a to s hodnotou 2,19.

Minimální potřebná bezpečnost pro kolíkové spojení je 1,7. Tím pádem je nadimenzované kolíkové spojení v pořádku.

Výpočet čepových a kolíkových spojů

i Výpočet bez chyb.

ii ☐ Informace o projektu

Kapitola vstupních parametrů

1.0 ☒ Zatížení a základní parametry spoje

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ spoje: Spárový kolík pro spojení hřídele s nábojem. Zatížení kroutícím momentem.

1.3 **Zatížení spoje**

1.4 Přenášený výkon P 0,0012 [kW]

1.5 Otáčky hřídele n 80,0 [1/min]

1.6 Kroutící moment T 0,14 [Nm]

1.7 Působící síla F 1112,1 [N]

1.8 **Provozní a montážní parametry spoje**

1.9 Typ zatížení Střídavé zatížení

1.10 Typ kolíku Plný kolík

1.11 Způsob uložení Nepohyblivé uložení

1.12 Požadovaná bezpečnost S_r 1,70

1.13 **Materiál náboje (min. pevnost v tahu)**

1.14 A...Konstrukční ocel (350)

1.15 Mez pevnosti v tahu R_{min} 350,0 [MPa]

1.16 Dovolенý tlak (pevné uložení) p_o 90,0 [MPa]

1.17 Dovolенý tlak (točné uložení) p_o 30,0 [MPa]

1.18 **Materiál hřídele (min. pevnost v tahu)**

1.19 A...Konstrukční ocel (350)

1.20 Mez pevnosti v tahu R_{min} 350,0 [MPa]

1.21 Dovolенý tlak (pevné uložení) p_o 90,0 [MPa]

1.22 Dovolенý tlak (točné uložení) p_o 30,0 [MPa]

1.23 Dovolенé napětí v krutu τ_o 50,0 [MPa]

2.0 ☒ Návrh rozměrů spoje

2.1 Volba kolíku, parametry spoje

2.2 ISO 2338 A - Válcové kolíky nezakalené, se zaobleným koncem

2.3 Dovolенý rozsah průměru kolíku 0,6 ~ 50

2.4 Počet kolíků ve spoji 1

2.5 **Koeficienty snížení únosnosti spoje**

2.6 Koeficient rozložení zatížení K_k 1,00

2.7 Provozní koeficient (tlak) K_{ss} 3,00

2.8 Provozní koeficient (ohyb, smyk) K_{ss} 2,00

2.9 **Materiál kolíku (min. pevnost v tahu)**

2.10 A...Konstrukční ocel (350)

2.11 Mez pevnosti v tahu R_{min} 350,0 [MPa]

2.12 Dovolенý tlak (pevné uložení) p_o 90,0 [MPa]

2.13 Dovolенý tlak (točné uložení) p_o 30,0 [MPa]

2.14 Dovolенé napětí ve smyku τ_o 50,0 [MPa]

2.15 Dovolенé napětí v ohybu σ_o 80,0 [MPa]

2.16 **Rozměry spoje**

2.17 Průměr hřídele D 5,0000 [mm]

2.18 Průměr náboje D_1 14,0000 [mm]

2.19 Doporučený průměr kolíku 0,6 ~ 1

2.20 Vyhledání vhodného kolíku

2.21 Průměr kolíku d 2,0000 [mm]

2.22 Dovolенý rozsah délek kolíku 10 ~ 35

2.23 Délka kolíku L 10,0000 [mm]

2.24 Min. funkční délka kolíku L_{min} 3,7

2.25 Funkční délka kolíku L_f 9,4000 [mm]

3.0 **☒ Pevnostní kontroly spoje**

3.1 **Kontrola kolíku na smyk**

3.2 Dovolенé napětí ve smyku τ_o 50,0 [MPa]

3.3 Srovnávací napětí τ 6,1 [MPa]

3.4 Bezpečnost 8,20

3.5 **Kontrola kolíku na ohyb**

3.6 Dovolенé napětí v ohybu σ_o [MPa]

3.7 Srovnávací napětí σ [MPa]

3.8 Bezpečnost

3.9 **Kontrola otláčení: Kolík - Náboj**

3.10 Dovolенý tlak p_o 90,0 [MPa]

3.11 Srovnávací tlak p 18,3 [MPa]

3.12 Bezpečnost 4,92

3.13 **Kontrola otláčení: Kolík - Hřídel**

3.14 Dovolенý tlak p_o 90,0 [MPa]

3.15 Srovnávací tlak p 18,3 [MPa]

3.16 Bezpečnost 4,92

3.17 **Kontrola hřídele na krut**

3.18 Dovolенé napětí v krutu τ_o 50,0 [MPa]

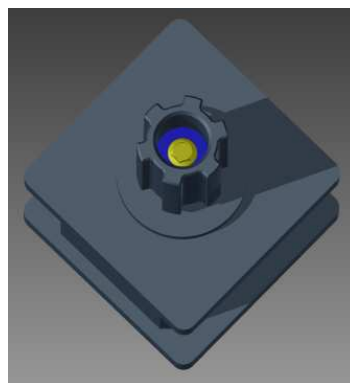
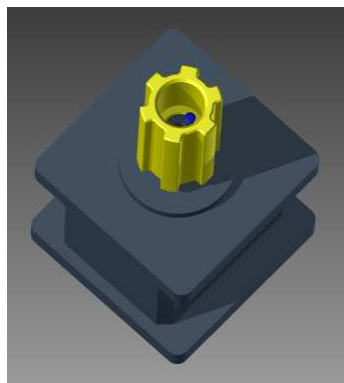
3.19 Srovnávací napětí τ 22,8 [MPa]

3.20 Bezpečnost 2,19

Obrázek 10.5 Výpočet kolíkového spoje

10.2.2 nákrůžek s rovnobokým drážkováním [48]

Tato součást nám zprostředkuje přenos rotačního pohybu na nosnou hřídel zařízení. Uložení rovnobokého drážkování hřídele a nákrůžku je posuvné v axiálním směru. Pevné spojení s vřetenem krokového motoru mám zajistit šroubový spoj z čela součástí viz obr. 10.7. Výpočet rovnobokého drážkování je proveden pomocí softwaru MITCALC viz. obr. 10.8.



Obrázek 10.6 Umístění nákržku na hřídeli motoru Obrázek 10.7 Pojištění šroubem s podložkou

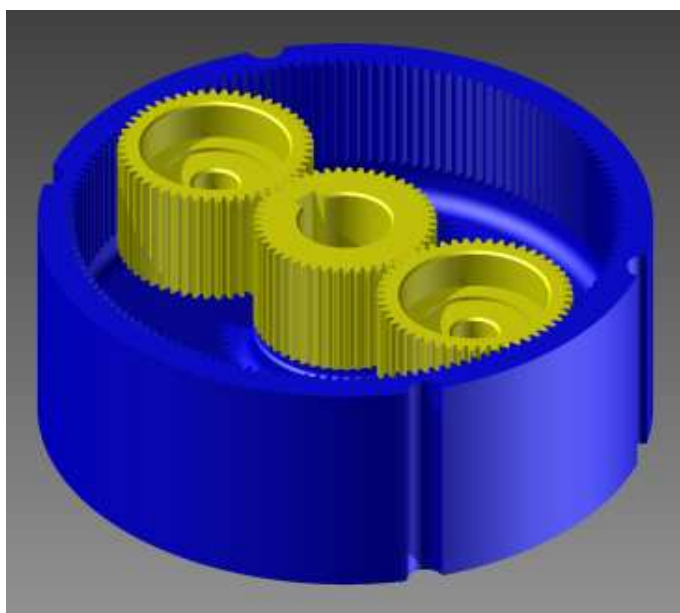
Výsledkem výpočtu viz. obrázek 10.8 je rovnoboké drážkování s označením 14-6x11x14 dle ISO 14 – střední řady. Dle pevnostní kontroly spoje se zjistilo že nejnižší bezpečnost je značně nad minimální hodnotou požadované bezpečnosti 1,7 a to při kontrole hřídele na krut 28,38. Vlivem dalších konstrukčních uzlů, které přímo korespondují s komponentou nákržku je nutné svolit k tomu to značně naddimenzovanému spojení.

Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem			
i Výpočet: A = OK; B = OK; C = OK; D = OK			
ii Informace o projektu			
1.0 Společné vstupní údaje			
1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	1.16 Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
1.2 Přenášený výkon	P 0,0012 [kW]	1.17 A...Konstrukční ocel (350) [HB 150-200]	<input checked="" type="checkbox"/>
1.3 Otáčky hřídele	n 80,0 [1/min]	1.18 Mez pevnosti v tahu	R _{min} 350 [MPa]
1.4 Krouticí moment	T 0,14 [Nm]	1.19 Dovolенý tlak	p _D 90 [MPa]
1.5 Způsob zatížení, provozní parametry		1.20 Dovolенé napětí ve smyku	τ _D 140 [MPa]
1.6 Charakter pohonu	Rovnoměrný	1.21 Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
1.7 Typ zatížení	Silné rázy	1.22 A...Konstrukční ocel (350) [HB 150-200]	<input checked="" type="checkbox"/>
1.8 Charakter provozu	Plně obousměrný	1.23 Mez pevnosti v tahu	R _{min} 350 [MPa]
1.9 Počet rozběhů v tisících	10000	1.24 Dovolенý tlak	p _D 90 [MPa]
1.10 Požadovaná životnost spoje	20000 [h]	1.25 Dovolенé napětí ve smyku	τ _D 140 [MPa]
1.11 Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele		1.26 Provozní koeficienty	
1.12 Provedení spoje	Posuvný spoj pod zatížením	1.27 Koeficient provedení spoje	K _d 9,0
1.13 Vnitřní průměr dutého hřídele	d _i 0,000 [mm]	1.28 Koeficient využití spoje	K _a 1,8
1.14 Požadovaná bezpečnost	S _r 1,70	1.29 Koeficient životnosti	K _r 0,2
1.15 Minimální průměr hřídele	d _{min} 4,4 [mm]	1.30 Koeficient opotřebení	K _w 1,2
C - Rovnoboké drážkování			
6.0 Parametry spoje, návrh rozměrů			
6.1 Parametry spoje			
6.2 Typ drážkování	E... ISO 14 - Střední řada		
6.3 Koeficient rozložení zatížení	K _d 0,75		
6.4 Celkový provozní koeficient	K _S 13,50	<input checked="" type="checkbox"/>	
6.5 Návrh rozměrů spoje			
6.6 Drážkování pro průměry	14 ~ 125 [mm]		
6.7 Min. průměr hřídele	d _{min} 4,4 [mm]		
6.8 Drážkování	14 - 6x11x14		
6.9 Vnější průměr drážkování	D 14 [mm]		
6.10 Vnitřní průměr drážkování	d 11 [mm]		
6.11 Počet drážek	n 6		
6.12 Šířka zubu	b 3 [mm]		
6.13 Sražení (zaoblení) hran	s 0,3 [mm]		
6.14 Min. funkční délka drážkování	L _{min} 1,5 [mm]		
6.15 Zvolená délka drážkování	L 25,000 25 [mm]		
7.0 Pevnostní kontroly spoje			
7.1 Kontrola hřídele na krut		7.5 Kontrola otláčení na bocích drážkování	
7.2 Dovolенé napětí ve smyku	τ _D 140 [MPa]	7.6 Dovolенý tlak	p _D 90 [MPa]
7.3 Srovnávací napětí	τ 4,9 [MPa]	7.7 Srovnávací tlak	p 3,1 [MPa]
7.4 Bezpečnost	28,38	7.8 Bezpečnost	29,45

Obrázek 10.8 Výpočet rovnobokého drážkování

10.3 planetová převodovka [48] [49]

Pro převod rotačního pohybu a kroutících momentů je navržena planetová převodovka. Centrální kolo je umístěno na hlavní hřídeli a satelitová kola jsou součástí horního dílu sestavy, jenž obsahuje masážní elementy, které plní funkci kontaktní masáže. Podrobná výpočtová zpráva je vypracována pomocí programu MITCALC viz. příloha č. 3, 4, 5, 6 a 7.

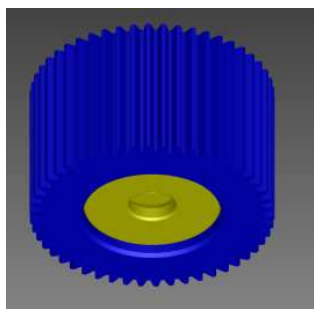


Obrázek 10.9 Planetová převodovka

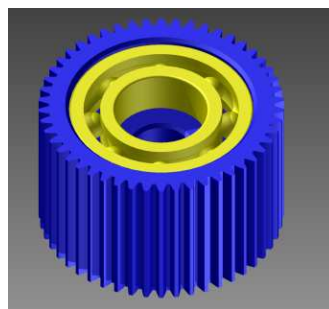
Výsledkem výpočtů viz. příloha č. 3, 4, 5, 6 a 7 jsou ozubená kola planetové převodovky. Jedno centrální kolo se 49 zuby, korunové kolo se 149 zuby a dvě satelitová kola s 50 zuby. Ozubená kola mají normální a tečný modul roven 0,4 mm a pracovní šířka všech kol je 13 mm. Z pevnostní kontroly ozubeného soukolí na dotyk a ohyb se zjistilo, že nejnižší je bezpečnost centrálního kola na dotyk tj. 2,53. Další koeficienty bezpečnosti ostatních ozubených kol jsou vyšší než je tato hodnota, tím pádem stačí porovnat výše uvedenou nejnižší bezpečnost s požadovanou bezpečností, která má hodnotu pro soukolí s přímými zuby 1,3. Z toho vyplývá, že navržená kola planetové převodovky vyhovují.

10.4 ložiska satelitových kol [48]

Pro klidný chod planetové převodovky je v satelitových kolech zakomponováno axiální a radiální ložisko.



Obrázek 10.10 Axiální ložisko satelitu



Obrázek 10.11 Radiální ložisko satelitu

10.4.1 axiální satelitové ložisko

Rozměry axiálních kuličkových ložisek jsou odvozeny od rozměrových požadavků na smontovatelnost jednotlivých komponent. Bylo zvoleno nejmenší možné ložisko standardní rozměrové řady, to má za následek poměrně vysokou vypočtenou životnost ložiska viz. obr. 10.12.

Valivá ložiska SKF

i Výpočet bez chyb.
ii ☐ Informace o projektu

Kapitola vstupních parametrů

1.0 ☒ Volba typu ložiska, zatížení ložiska

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ ložiska
Axiální kuličková ložiska

1.7 Zatížení ložiska **Proměnlivé zatížení**

1.8 Otáčky n 20,0 [1/min]
1.9 Radiální zatížení Fr 0,0 [N]
1.10 Axiální zatížení Fa 1,0 [N]
1.11 Součinitel přidavných dynamických sil 1,32

1.12 Požadované parametry ložiska
1.13 Trvanlivost ložiska Lh 20000 [h]
1.14 Součinitel statické bezpečnosti s0 4,00

1.3 Provedení ložiska
1.4 Jednosměrná
1.5
1.6

1.15 Přídavné dynamické síly
1.16 ☐ Žádné
1.17 ☒ Od ozubených převodů
1.18 Běžná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče 0.02 až 0.1 mm)
1.19 Součinitel fk 1,1 - 1,3 1,20 ☒
1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory
1.21 Součinitel fd 1 - 1,2 1,10 ☒
1.22 ☐ Od řemenových převodů
1.23 Klínové řemeny
1.24 Součinitel fb 1,9 - 2,5 2,20 ☒

2.0 ☒ Volba rozměrů ložiska

2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	H	C	C0	nr	nmax	Ložisko
2	4,0	10,0	4,0	1250	1200	22000	30000	BA 4

2.2 Parametry ložiska

2.3 Základní dynamická únosnost C	1250	[N]	d	4
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení P	1,3	[N]	D	10
2.5 Základní trvanlivost L10h	7,4083E+11	[h]	H	4
2.6 Základní statická únosnost C0	1200	[N]	ramax	0,15
2.7 Statické ekvivalentní zatížení P0	1,3	[N]	Damax	6,5
2.8 Součinitel statické bezpečnosti s0	923,08		damin	7,5
2.9 Dovolené radiální zatížení Frmax	0	[N]		
2.10 Dovolené axiální zatížení Famax	-	[N]		
2.11 Referenční otáčky nr	22000	[1/min]		
2.12 Mezní otáčky nmax	30000	[1/min]		
2.13 Ztrátový výkon NR	0	[W]		
2.14 Váha ložiska g	0,003	[kg]		

3.0 ☒ Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

3.1 Kinematická viskozita maziva
3.2 Vztázná viskozita V1 1360 [mm²/s]
3.3 Provozní viskozita v 20,1 [mm²/s]
3.4 Viskozní poměr k 0,01

3.5 Požadované minimální zatížení
3.6 Minimální axiální zatížení Famin 0 [N]

3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti
3.8 Mezní únavové zatížení Pu 44 [N]
3.9 Požadovaná spolehlivost 90 %
3.10 Znečištění maziva Typické znečištění
3.11 Součinitel úrovně znečištění η 0,3 - 0,1 0,20 ☒
3.12 Součinitel trvanlivosti a1/a23 1 0,1
3.13 Modifikovaná trvanlivost Lmh 74083029889 [h]

Vyhledat Hledat další

Obrázek 10.12 MITCALC výpočet axiálního ložiska satelitu

10.4.2 radiální satelitové ložisko

Rozměry radiálních ložisek viz. obr. 10.13 byly určeny na stejných principech jako předešlé axiální ložiska, tím pádem výchozím parametrem jsou montážní rozměry.

Valivá ložiska SKF

i Výpočet bez chyb.
ii Informace o projektu

Kapitola vstupních parametrů

1.0 ☒ Volba typu ložiska, zatížení ložiska

1.1 Jednotky výpočtu: SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ ložiska: Kulčková ložiska jednořadá

1.3 Provedení ložiska: 1.4 Otevřené provedení, 1.5 Samostatné ložisko, 1.6 Normální ložisková vůle

1.7 Zatížení ložiska: Proměnlivé zatížení

1.8 Otáčky: n = 59,0 [1/min]

1.9 Radiální zatížení: Fr = 14,6 [N]

1.10 Axiální zatížení: Fa = 0,0 [N]

1.11 Součinitel přidavných dynamických sil: 1,32

1.12 Požadované parametry ložiska

1.13 Trvanlivost ložiska: Lh = 20000 [h]

1.14 Součinitel statické bezpečnosti: s0 = 4,00

1.15 Přidavné dynamické síly

1.16 ☐ Žádné

1.17 ☒ Od ozubených převodů

1.18 Běžná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče 0.02 až 0.1 mm)

1.19 Součinitel: fk = 1,1 - 1,3, 1,20

1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory

1.21 Součinitel: fd = 1 - 1,2, 1,10

1.22 ☐ Od řemenových převodů

1.23 Křinové řemeny

1.24 Součinitel: fb = 1,9 - 2,5, 2,20

2.0 ☒ Volba rozměrů ložiska

2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	B	C	CO	nr	nmax	Ložisko
18	8,0	16,0	4,0	1330	570	90000	56000	618/8

2.2 Parametry ložiska

2.3 Základní dynamická únosnost	C	1330	[N]
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	19,3	[N]
2.5 Základní trvanlivost	L10h	92444214	[h]
2.6 Základní statická únosnost	CO	570	[N]
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	PO	19,3	[N]
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	29,53	
2.9 Dovolené radiální zatížení	Frmix	-	[N]
2.10 Dovolené axiální zatížení	Famax	-	[N]
2.11 Referenční otáčky	nr	90000	[1/min]
2.12 Mezní otáčky	nmax	56000	[1/min]
2.13 Ztrátový výkon	NR	0	[W]
2.14 Váha ložiska	g	0,003	[kg]

3.0 ☒ Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

3.1 Kinematická viskozita maziva

3.2 Vztáhná viskozita: V1 = 406 [mm²/s]

3.3 Provozní viskozita: V = 20,1 [mm²/s]

3.4 Viskozní poměr: K = 0,05

3.5 Požadované minimální zatížení

3.6 Minimální radiální zatížení: Frmin = 0,24 [N]

3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti

3.8 Mezní únavové zatížení: Pu = 24 [N]

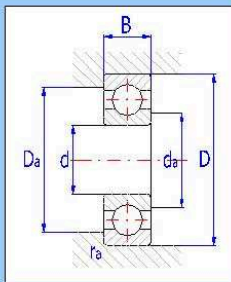
3.9 Požadovaná spolehlivost: 90 %

3.10 Znečištění maziva: Typické znečištění

3.11 Součinitel úrovně znečištění: η = 0,3 - 0,1, 0,20

3.12 Součinitel trvanlivosti: a1/a23 = 1, 0,1

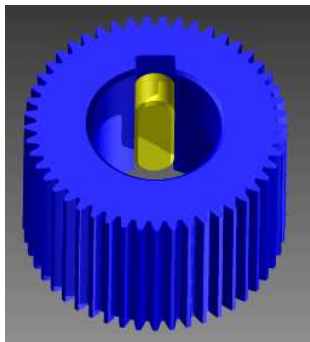
3.13 Modifikovaná trvanlivost: Lmh = 9244421 [h]



Obrázek 10.13 MITCALC výpočet radiálního ložiska satelitu

10.5 Uložení centrálního kola pomocí těsného pera [48]

Centrální kolo planetové převodovky je uloženo na hlavní nosné hřídeli a kroutící moment přenášíme pomocí pevného spojení těsným perem.



Obrázek 10.14 Drážka s těsným perem centrálního kola

Výstupem výpočtu viz. obrázek 10.15 je spojení hřídele s nábojem pomocí těsného pera. Jenž se nachází na hřídeli o průměru 10 mm a těsné pero má rozměry šířky 3 mm a výšky tu samou hodnotu. Navržené spojení splňuje všechny pevnostní nároky, nejnižší bezpečnost vyšla při kontrole pera na otlacení 2,4. Z požadovaného koeficientu bezpečnosti 1,7 vyplývá je tvarové spojení optimálně nadimenzováno.

Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem			
i Výpočet: A = OK; B = OK; C = OK; D = OK			
ii Informace o projektu			
1.0 Společné vstupní údaje			
1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	
1.2	Přenášený výkon	P	0,00 [kW]
1.3	Otáčky hřídele	n	80,0 [/min]
1.4	Krouticí moment	T	0,14 [Nm]
1.5	Způsob zatížení, provozní parametry		
1.6	Charakter pohonu	Rovnoměrný	
1.7	Typ zatížení	Silné rázy	
1.8	Charakter provozu	Plně obousměrný	
1.9	Počet rozběhů v tisících		10000
1.10	Požadovaná životnost spoje		20000 [h]
1.11	Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele		
1.12	Provedení spoje	Pevný spoj	
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele	d _h	0,000 [mm]
1.14	Požadovaná bezpečnost	S _f	1,70
1.15	Minimální průměr hřídele	d _{min}	4,4 [mm]
1.16	Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdost]		
1.17	A...Konstrukční ocel (350) [HB 150-200]		
1.18	Mez pevnosti v tahu	R _{mmin}	350 [MPa]
1.19	Dovolený tlak	p _D	90 [MPa]
1.20	Dovolené napětí ve smyku	τ _D	140 [MPa]
1.21	Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdost]		
1.22	A...Konstrukční ocel (350) [HB 150-200]		
1.23	Mez pevnosti v tahu	R _{mmin}	350 [MPa]
1.24	Dovolený tlak	p _D	90 [MPa]
1.25	Dovolené napětí ve smyku	τ _D	140 [MPa]
1.26	Provozní koeficienty		
1.27	Koeficient provedení spoje	K _d	1,0
1.28	Koeficient využití spoje	K _a	1,8
1.29	Koeficient životnosti	K _f	0,2
1.30	Koeficient opotřebení	K _w	1,2
Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem			
i Výpočet: A = OK; B = OK; C = OK; D = OK			
A + Přesná pera			
2.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů			
2.1	Parametry spoje		
2.2	Typ pera	F... CSN 022562	
2.3	Počet per	1	
2.4	Koeficient rozložení zatížení	K _L	1,00
2.5	Celkový provozní koeficient	K _S	9,00
2.11	Návrh rozměrů spoje		
2.12	Pera pro průměry		6 ~ 230 [mm]
2.13	Min. průměr hřídele	d _{1min}	4,4 [mm]
2.14	Průměr hřídele	d	10,000 10 [mm]
2.15	Pero	3 x 3	
2.16	Šířka / výška pera	b / h	3 3 [mm]
2.17	Zaoblení pera / sražení hran	R / s	1,5 0,25 [mm]
2.18	Parametry drážky v hřídeli	t / d ₁	1,7 8,3 [mm]
2.19	Minimální funkční délka pera	L _{fmin}	4,3 [mm]
2.20	Minimální délka pera	L _{min}	7,3 [mm]
2.21	Dovolený rozsah délek pera		9 ~ 36 [mm]
2.22	Zvolená délka pera	L	9,000 10 [mm]
2.6	Materiál pera (min. pevnost v tahu) [tvrdost]		
2.7	A...Konstrukční ocel (350) [HB 150-200]		
2.8	Mez pevnosti v tahu	R _{mmin}	350 [MPa]
2.9	Dovolený tlak	p _D	90 [MPa]
2.10	Dovolené napětí ve smyku	τ _D	140 [MPa]
3.0 Pevnostní kontroly spoje			
3.1	Kontrola hřídele na krut		
3.2	Dovolené napětí ve smyku	τ _D	140 [MPa]
3.3	Srovnávací napětí	τ	11,5 [MPa]
3.4	Bezpečnost		12,19
3.9	Kontrola pera na otlacení		
3.10	Dovolený tlak	p _D	90 [MPa]
3.11	Srovnávací tlak	p	37,4 [MPa]
3.12	Bezpečnost		2,40
3.5	Kontrola otlacení drážky hřídele		
3.6	Dovolený tlak	p _D	90 [MPa]
3.7	Srovnávací tlak	p	37,4 [MPa]
3.8	Bezpečnost		2,40
3.13	Kontrola otlacení drážky náboje		
3.14	Dovolený tlak	p _D	90 [MPa]
3.15	Srovnávací tlak	p	28,8 [MPa]
3.16	Bezpečnost		3,13

Obrázek 10.15 MITCALC výpočet těsného pera

10.6 axiální ložiska nosné hřídele [48]

Na nosné hřídeli jsou umístěny axiální ložiska, která nám dovolují dokonalou rotaci prvků na nichž umístěných.

Valivá ložiska SKF

i Výpočet bez chyb.

ii Informace o projektu

Kapitola vstupních parametrů

1.0 Volba typu ložiska, zatížení ložiska

1.1 Jednotky výpočtu: SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ ložiska: Axiální kuličková ložiska

1.3 Provedení ložiska: Jednosměrná

1.4

1.5

1.6

1.7 Zatížení ložiska

1.8 Otáčky: $n = 80,0$ [1/min]

1.9 Radiální zatížení: $F_r = 0,0$ [N]

1.10 Axiální zatížení: $F_a = 120,0$ [N]

1.11 Součinitel přidavných dynamických sil: $f_d = 1,32$

1.12 Požadované parametry ložiska

1.13 Trvanlivost ložiska: $L_h = 20000$ [h]

1.14 Součinitel statické bezpečnosti: $s_0 = 4,00$

1.15 Přidavné dynamické síly

1.16 Žádné

1.17 Od ozubených převodů

1.18 Běžná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče 0.02 až 0.1 mm)

1.19 Součinitel: $f_k = 1,1 - 1,3$ $1,20$

1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory

1.21 Součinitel: $f_d = 1 - 1,2$ $1,10$

1.22 Od řemenových převodů

1.23 Klínové řemeny

1.24 Součinitel: $f_b = 1,9 - 2,5$ $2,20$

Obrázek 10.16 Vstupní parametry výpočtu axiálního ložiska

Dle níže uvedených výpočtů trvanlivosti axiálních ložisek obr. 10.17 a obr. 10.18 je patrná vysoká trvanlivost obou těchto ložisek. Ta je zapříčiněna výběrem rozměrů ložisek v závislosti na vnitřním a vnějším průměru kroužků, které jsou stanoveny dle výchozího rozměru hlavního hřídele na němž jsou ložiska uloženy.

10.6.1 horní ložisko

2.0 Volba rozměrů ložiska

2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	H	C	C0	nr	nmax	Ložisko
8	10,0	24,0	9,0	9950	15300	9500	13000	51100

2.2 Parametry ložiska

2.3 Základní dynamická únosnost	C	9950	[N]	d	10
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	158,4	[N]	D	24
2.5 Základní trvanlivost	L10h	51637175	[h]	H	9
2.6 Základní statická únosnost	C0	15300	[N]	ramax	0,3
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	P0	158,4	[N]	Damax	15
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	96,59		damin	19
2.9 Dovolené radiální zatížení	Fmax	0	[N]		
2.10 Dovolené axiální zatížení	Famax	-	[N]		
2.11 Referenční otáčky	nr	9500	[1/min]		
2.12 Mezní otáčky	nmax	13000	[1/min]		
2.13 Ztrátový výkon	NR	0,01	[W]		
2.14 Váha ložiska	g	0,02	[kg]		

3.0 Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

3.1 Kinematická viskozita maziva

3.2 Vztažná viskozita	V_1	261	[mm ² /s]
3.3 Provozní viskozita	v	20,1	[mm ² /s]
3.4 Viskozní poměr	κ	0,08	

3.5 Požadované minimální zatížení

3.6 Minimální axiální zatížení	Famin	0,01	[N]
--------------------------------	-------	------	-----

3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti

3.8 Mezní únavové zatížení	P_u	560	[N]
3.9 Požadovaná spolehlivost		90 %	
3.10 Znečištění maziva		Typické znečištění	
3.11 Součinitel úrovně znečištění	η	0,3 - 0,1	0,20
3.12 Součinitel trvanlivosti	a_1/a_{23}	1	0,1
3.13 Modifikovaná trvanlivost	Lmh	5163718	[h]

Obrázek 10.17 MITCALC výpočet axiálního ložiska

10.6.2 dolní ložisko

2.0 ☒ Volba rozměrů ložiska

2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	H	C	C0	nr	nmax	Ložisko
12	15,0	28,0	9,0	9360	15300	8500	12000	51102

2.2 Parametry ložiska

2.3	Základní dynamická únosnost	C	9360	[N]	d	15
2.4	Dynamické ekvivalentní zatížení	P	158,4	[N]	D	28
2.5	Základní trvanlivost	L10h	42985381	[h]	H	9
2.6	Základní statická únosnost	C0	15300	[N]	ramax	0,3
2.7	Statické ekvivalentní zatížení	P0	158,4	[N]	Damax	20
2.8	Součinitel statické bezpečnosti	s0	96,59		damin	23
2.9	Dovolené radiální zatížení	Fmax	0	[N]		
2.10	Dovolené axiální zatížení	Famax	-	[N]		
2.11	Referenční otáčky	nr	8500	[1/min]		
2.12	Mezní otáčky	nmax	12000	[1/min]		
2.13	Ztrátový výkon	NR	0,01	[W]		
2.14	Váha ložiska	g	0,023	[kg]		

3.0 ☒ Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

3.1 Kinematická viskozita maziva

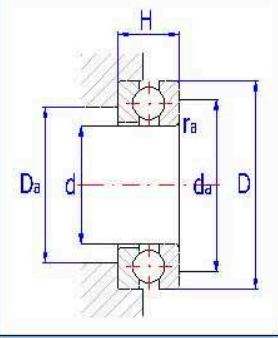
3.2	Vztažná viskozita	V1	231	[mm ² /s]
3.3	Provozní viskozita	V	20,1	[mm ² /s]
3.4	Viskozitní poměr	K	0,09	

3.5 Požadované minimální zatížení

3.6	Minimální axiální zatížení	Famin	0,01	[N]
-----	----------------------------	-------	------	-----

3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti

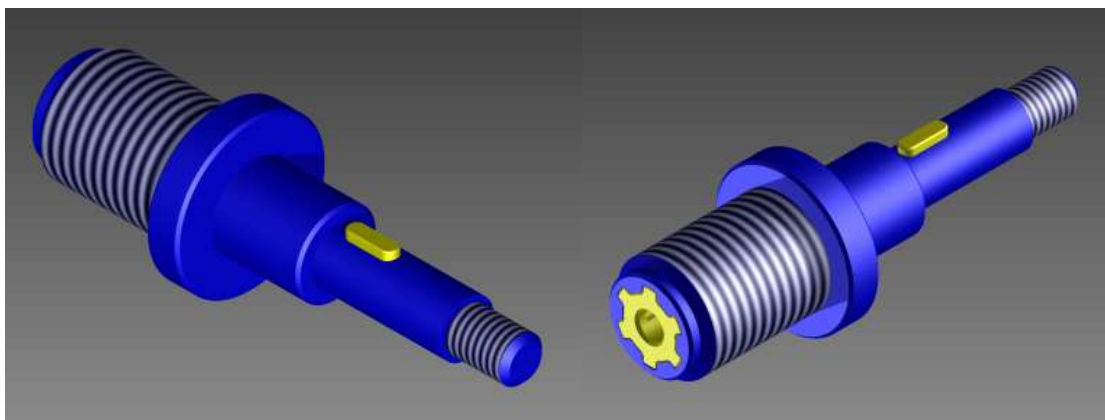
3.8	Mezní únavové zatížení	Pu	560	[N]
3.9	Požadovaná spolehlivost		90 %	
3.10	Znečištění maziva		Typické znečištění	
3.11	Součinitel úrovně znečištění	η	0,3 - 0,1	0,20
3.12	Součinitel trvanlivosti	a1/a23	1	0,1
3.13	Modifikovaná trvanlivost	Lmh	4298538	[h]



Obrázek 10.18 MITCALC výpočet axiálního ložiska

10.7 nosná hřídel [48] [49] [50]

Je hlavní nosnou částí masážního zařízení, od ní se odvíjí celá konstrukce zařízení. Je svisle uložena tak, že lichoběžníkový závit, který se na ní nachází nám zajišťuje posuvný pohyb ve svislém směru. Na stejné válcové části hřídele jako je lichoběžníkový závit je umístěno vnitřní rovnoboké drážkování.



Obrázek 10.19 Nosná hřídel

10.7.1 pohybový šroub

Síla působící na jednu masážní jednotku $F_o = 65,93$ [N]

Koeficient namáhání šroubu krutem $\beta = 1,3$ [1]

Materiál šroubu 11 500

Mez pevnosti kluzu	$Re = 235 \text{ [MPa]}$
Rychlost posuvu šroubu vůči matici	$v = 0,15 \text{ [m.min}^{-1}\text{]}$
Otáčky šroubu	$n_s = 80 \text{ [min}^{-1}\text{]}$

Průměr jádra závitu d_3

$$d_3 \geq 2 \cdot \sqrt{\frac{\beta \cdot k_s \cdot F_o}{\pi \cdot Re}} \text{ [mm]} \quad (9.8)$$

$$d_3 \geq 2 \cdot \sqrt{\frac{1,3 \cdot 3,65,93}{\pi \cdot 235 \cdot 10^6}} = 1,2 \text{ [mm]}$$

kde k_s koeficient bezpečnosti šroubu [1]

Jelikož průměr jádra závitu d_3 vyšel podstatně menší velikosti, takže při volbě rozměrů závitu vycházím z montážních a konstrukčních požadavků.

Dle st. tabulek volím závit **Tr 20 x 2**

Průměr jádra závitu.....	$d_3 = 17,5 \text{ [mm]}$
Stoupání závitu	$P = 2 \text{ [mm]}$
Velký průměr závitu ...	$d = 20 \text{ [mm]}$
Velký průměr matice ...	$D_4 = 20,5 \text{ [mm]}$
Střední průměr závitu ...	$d_2 = 19 \text{ [mm]}$
Malý průměr matice	$D_1 = 18 \text{ [mm]}$

Úhel stoupání závitu

$$\psi = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_2} \text{ [deg]} \quad (9.9)$$

$$\psi = \frac{2}{\pi \cdot 19} = 1^\circ 55' \text{ [deg]}$$

Redukovaný třecí úhel

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \alpha / 2} \text{ [deg]} \quad (9.10)$$

$$\varphi' = \arctg \frac{0,25}{\cos 60 / 2} = 16^\circ 6' \text{ [deg]}$$

kde f_z	Součinitel tření na závitech [1]
α	úhel sklonu lichoběžníkového závitu [deg]

Ověření samosvornosti

$$\psi \leq \varphi' \quad (9.11)$$
$$1^{\circ}55' \leq \varphi' 16^{\circ}6'$$

Nosná hloubka závitu

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} \text{ [mm]} \quad (9.12)$$
$$H_1 = \frac{20 - 18}{2} = 1 \text{ [mm]}$$

Počet nosných závītů

$$Z \geq \frac{Fo}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} [1] \quad (9.13)$$
$$Z \geq \frac{65,93}{\pi \cdot 15 \cdot 1 \cdot 20} = 0,07 [1]$$

kde p_D dovolený měrný tlak [MPa]

Výška matice

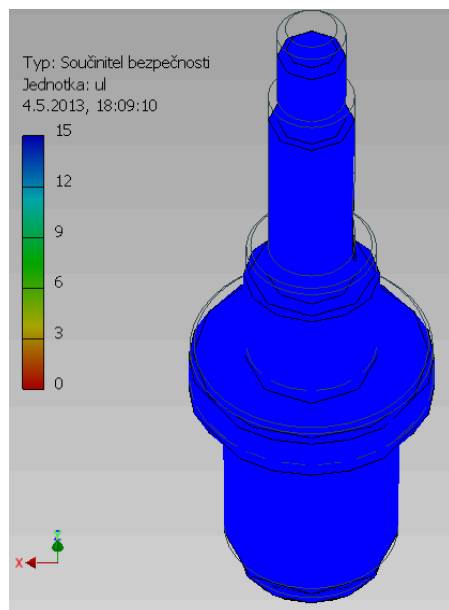
Pro lepší stabilitu uložení šroubu s maticí volím počet závitu $z = 5$ [1]

$$h_m = z \cdot P \text{ [mm]} \quad (9.14)$$
$$h_m = 5 \cdot 2 = 10 \text{ [mm]}$$

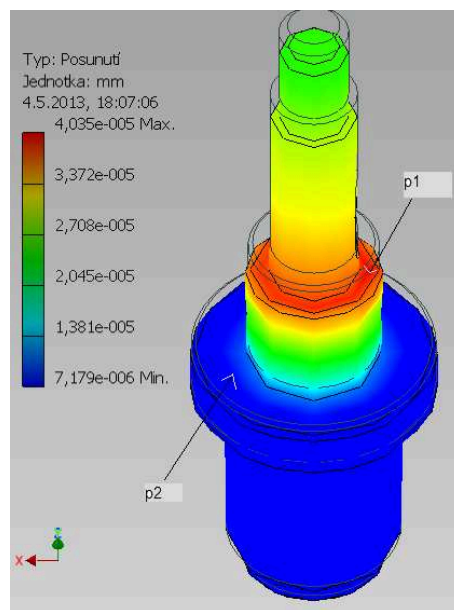
Vzhledem k vysokému naddimenzování pohybového šroubu postrádají další pevnostní výpočty smysl.

10.8 MKP kontrola hřídele

V programu Autodesk inventor 2011 jsem provedl MKP výpočty nosného hřídele. Zatížení se nachází v axiálním směru hřídel s tlakem na čela přírub. Toto zatížení je odvozeno od hmotnosti jednotlivých komponent a provozních sil. Na přírubu č. 1 působí tlak $p_1 = 0,874$ MPa a na přírubu č. 2 působí tlak $p_2 = 0,007$ MPa. Minimální hodnoty průměrů hřídele jsou zjištěny na základě výpočtů viz. příloha č. 7. Dle MKP výpočtů viz. obr. 10.20 a obr. 10.21 je patrné že hřídel splňuje všechny pevnostní podmínky.



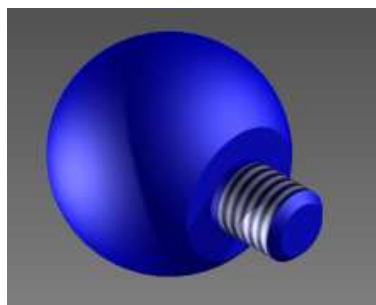
Obrázek 10.20 Bezpečnost hřídele



Obrázek 10.21 Deformace hřídele

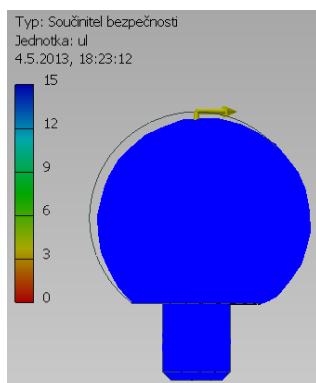
10.9 Masážní elementy návrh

Masážní elementy se nacházejí v horním dílu a jsou s ním spojeny pomocí metrického závitu, pro zvýšení tuhosti spoje je zde podložka.

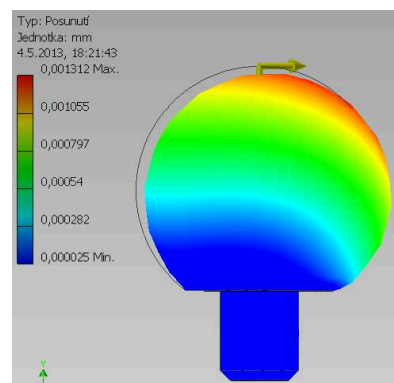


Obrázek 10.22 Masážní element

V rámci MKP kontroly v programu inventor viz. obr. 10.23 a obr. 10.24, jsou všechny pevnostní vlastnosti v pořádku.



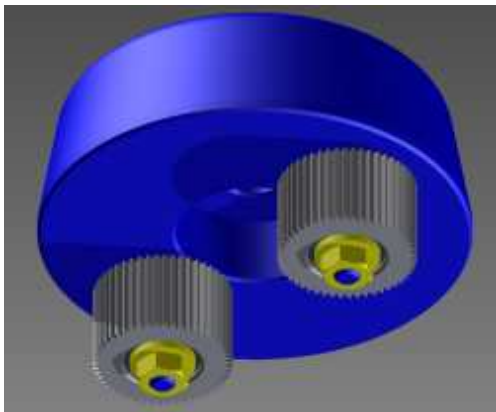
Obrázek 10.23 Bezpečnost elementu



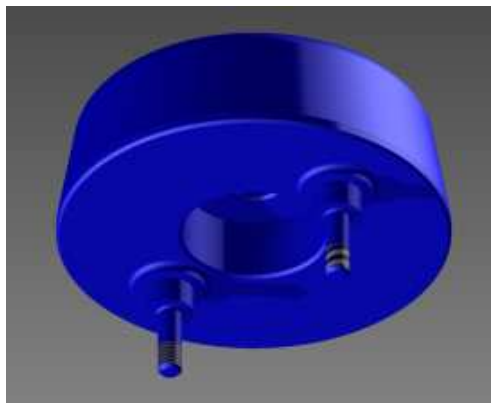
Obrázek 10.24 Deformace elementu

10.10 Horní díl a uchycení satelitních ozubených kol

Průměry nosných čepů, pro uložení satelitních kol, jsou zjištěny dle MITCALC návrhu planetové převodovky viz. příloha č.7. Na nichž jsou zakomponovány ložiska a celkové spojení je pomocí podložky s maticí viz obr. 10.25.



Obrázek 10.25 Uchycení satelitních ozubených kol



Obrázek 10.26 Horní díl

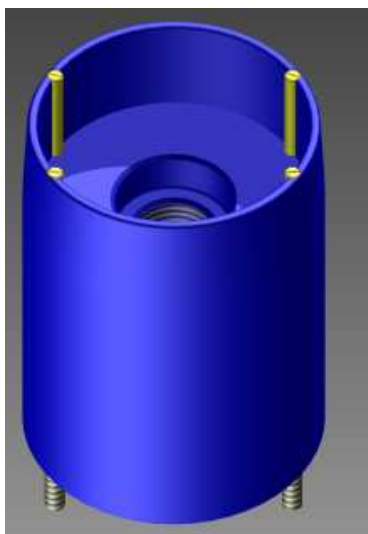
Pomocí matice s podložkou je zajištěno axiální posunutí komponent umístěných na hlavní nosné hřídeli.



Obrázek 10.27 Spojení horního dílu s hřídelí

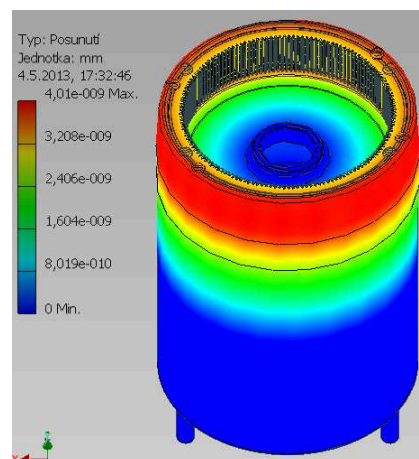
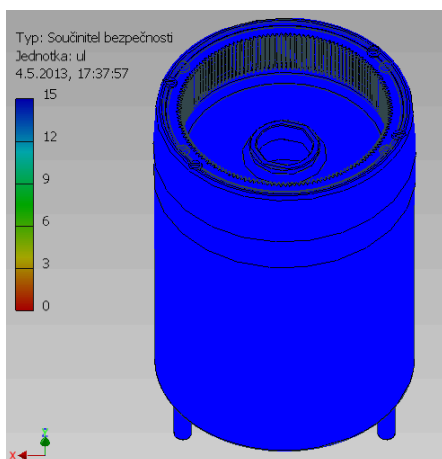
Těleso masážního zařízení je uloženo na vodících tyčích, po nichž se posouvá ve svislém směru korunové kolo planetové převodovky. Na vodící tyče působí zatížení kroutícího momentu korunového kola, které je zřejmé z výpočtů viz. příloha č. 3. Z

výsledků na níže uvedených obrázcích č. 10.30, 10.31, 10.32 a 10.33 vyplývá, že posuvné uložení korunového kola na vodicích tyčích je v pořádku.



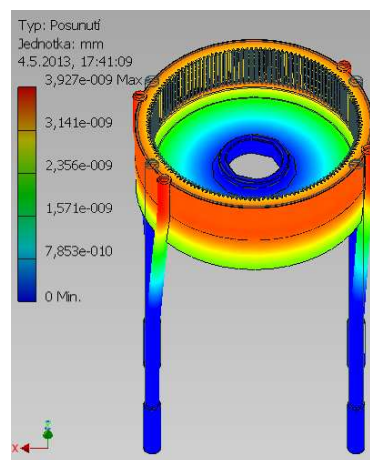
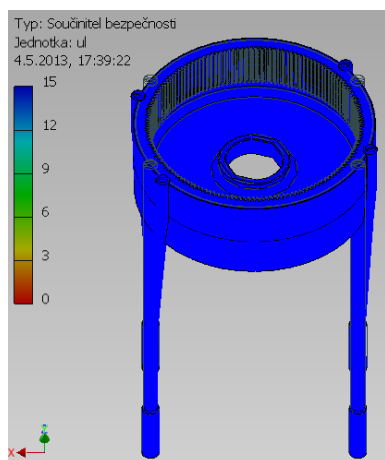
Obrázek 10.28 Tělo komponenty s vod. tyčemi

Obrázek 10.29 Uložení korunového kola v tělese



Obrázek 10.30 Bezpečnost tělesa s kor.kolem

Obrázek 10.31 Deformace tělesa s kor. kolem

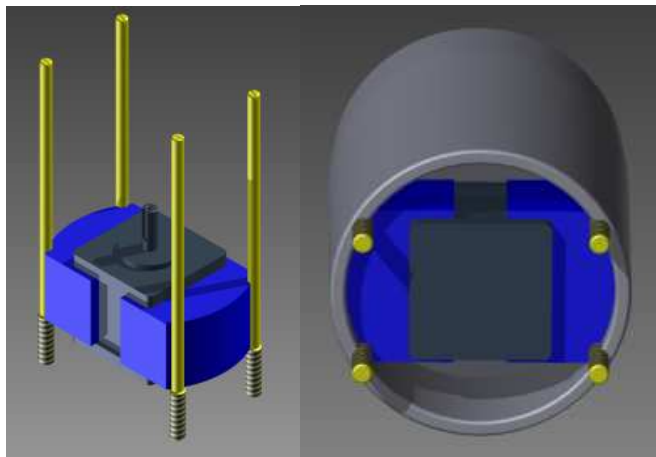


Obrázek 10.32 Bezpečnost korunového kola

Obrázek 10.33 Deformace korunového kola

10.11 Uchycení elektromotoru [43]

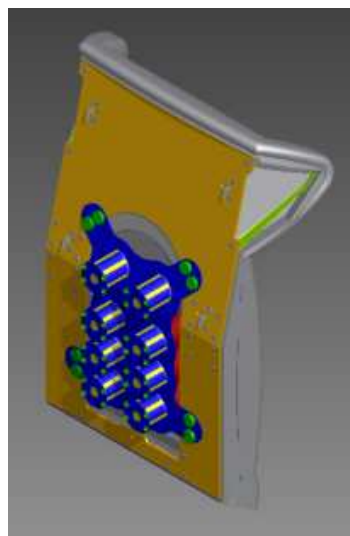
Pro uchycení elektromotoru, jsou konstruovány speciální upínací komponenty. Tyto jsou umístěny na vnějším plášti motoru. K zamezení radiálních pohybů uložení jsou komponenty vloženy na vodící tyče.



Obrázek 10.34 Uchycení elektromotoru v tělese

10.12 Celková masážní kompozice v opěráku sedačky

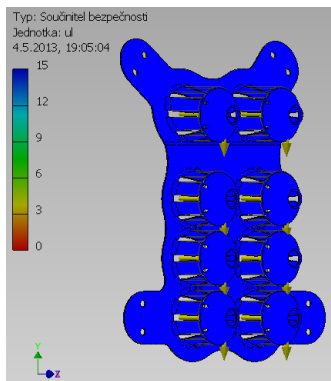
Opěrák sedačky je zobrazen bez povrchových materiálů a je vysazen z celkové kompozice sedadla. Osm masážních komponent je připevněno ve speciálním lisovaném držáku, který je pomocí šroubů přichycen k zadnímu dílu opěráku. Masážní jednotky jsou spojeny s držákem pomocí vodících tyčí a maticí, které mají konce se šroubovým zakončením. Pro umístění masážních jednotek je potřeba vyřezat do molitanové části opěráku otvory v nichž jsou mimo jiné umístěny pryžové kroužky. Ty nám zabraňují poškození molitanu, při pohybu masážních jednotek.



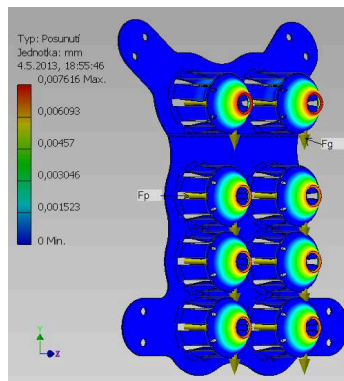
Obrázek 10.35 Zabudování komponent do opěráku Obrázek 10.36 Uchycení komponent k opěráku

10.12.1 MKP kontrola zadního držáku

Vstupním parametrem pro pevnostní výpočet držáku, byly použity horizontální síly odvozené od pracovního procesu a síly gravitační, které vyvinou hmotnosti jednotlivých masážních jednotek ($F_p = 66 \text{ N}$, $F_g = 31,2 \text{ N}$).



Obrázek 10.37 Bezpečnost držáku



Obrázek 10.38 Deformace držáku

10.12.2 Výpočet úchytných šroubů držáku [48] [49]

Kontrola šroubů M10 s podložkou při zatížení hmotností držáku, masážních jednotek a provozní silou masážního procesu. Dle níže uvedených výpočtů obr. č. 10.39 a příloha č. 8 a 9 vyšla bezpečnost na mezi kluzu 4,4 a výsledná dynamická bezpečnost 941,12. Z toho vyplývá, že zvolený šroub vyhovuje.

Předepjatý šroubový spoj

i Vypočet bez chyb.
ii Informace o projektu

Kapitola vstupních parametrů

1.0 ☒ Zatížení spoje, základní parametry výpočtu.

1.1 Jednotky výpočtu ST Units (N, mm, kW...)

1.2 **Režim zatížení, typ spoje**

1.3 Provedení šroubového spoje A ... Spojení součástí závrtovým šroubem

1.4 Zatížení šroubového spoje Kombinované zatížení

1.5 Průběh zatížení Mírné zatížení

A **B**

1.6 **Zatížení spoje**

1.7 Maximální osová síla F_{amax} 66,00 [N]

1.8 Minimální osová síla F_{amin} 0,00 [N]

1.9 Maximální radiální síla F_r 31,60 [N]

2.0 ☒ Provozní a montážní parametry spoje.

2.1 Požadovaný součinitel těsnosti (předpětí) spoje q_s 2,500

2.2 Požadovaná bezpečnost proti bočnímu posunutí q_p 1,500

2.3 Požadovaná bezpečnost šroubu na mezi kluzu n_s 2,000

2.4 Součinitel tření v závitech μ_s 0,150

2.5 Součinitel tření ve stykové ploše hlavy (matice) šroubu μ_c 0,150

2.6 Součinitel tření mezi spojovacími plochami μ_q 0,200

2.7 Uvažovat přidavná ohybová napětí Ano

2.8 Úhlová výchylka kolmosti doseďací plochy hlavy šroubu δ 0,100 [°]

2.9 Uvažovat vliv provozní teploty na předpětí spoje Ne

2.10 Provozní změna teploty šroubu ΔT_b 38,9 [°C]

2.11 Provozní změna teploty spojovaných částí ΔT_m 50,0 [°C]

2.12 Uvažovat snížení montážního předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje Ne

2.13 Trvalá plastická deformace (sednutí) spoje ΔL 0,1279 [mm]

2.14 **Faktor zavedení provozní síly**

2.15 ☒ Faktor zavedení provozní síly n 0,750

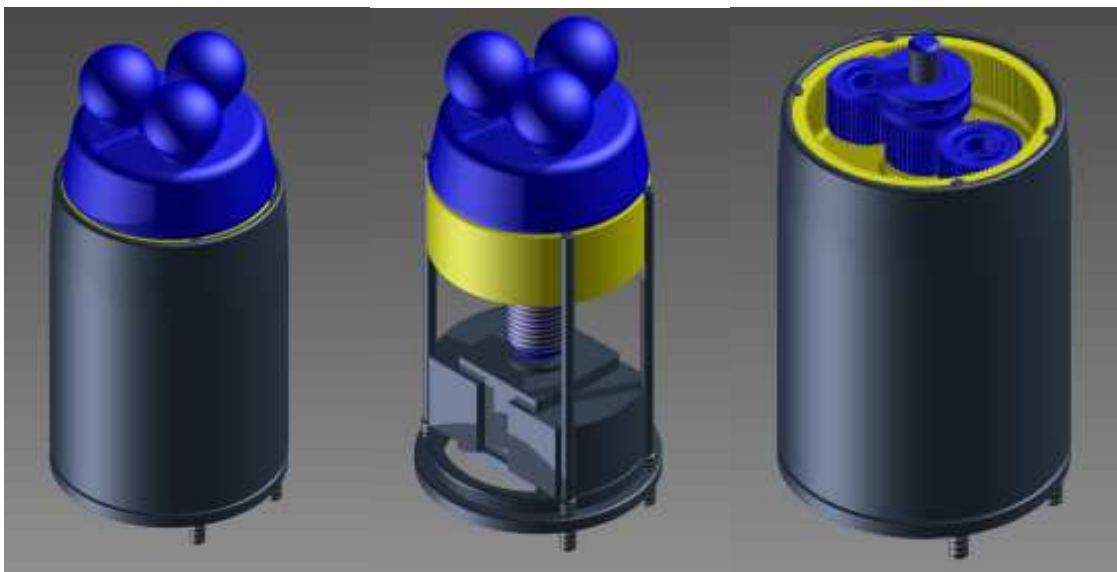
2.16 ☐ Vzdálenost působitě provozní síly od hlavy šroubu L_{F1} 0,008 [mm]

2.17 ☐ Vzdálenost působitě provozní síly od matice L_{F2} 0,000 [mm]

Obrázek 10.39 Vstupní parametry výpočtu šroubu

11. FUNKCE ZAŘÍZENÍ A POPIS CHODU MASÍROVÁNÍ

Podstata masírovacího proces spočívá v kombinaci rotačního a posuvného vratného pohybu masážní hlavice uložené v tělese komponenty. Vratný pohyb dosáhneme snadnou reverzací otáček krokového motoru. Dle obrázku č. 11.1 vykonávají modré komponenty rotační a posuvný pohyb, žlutá součástka se jen pohybuje přímočaře. Ostatní díly jsou nepohyblivé.

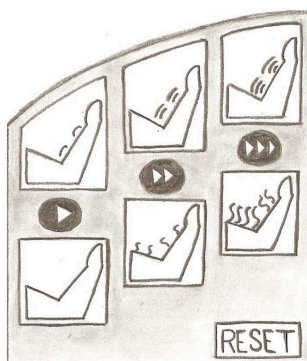


Obrázek 11.1 Kinematika znázorněna v barevném spektru masážní jednotky

Masážní zatížení pracuje ve třech režimech, které se v zásadě liší hodnotou posuvu. Jedná se o režimy posuvu 4 mm, 8mm a 12 mm. Další nastavitelnou funkcí je rychlosti otáček s výstupní rychlostí 10, 15 a 20 min⁻¹. Masážní komponenty pracují vždy v párech, kde masážní cyklus začíná od spodních párů, postupně až do horní části opěráku.

11.1 Návrh ovládacího panelu

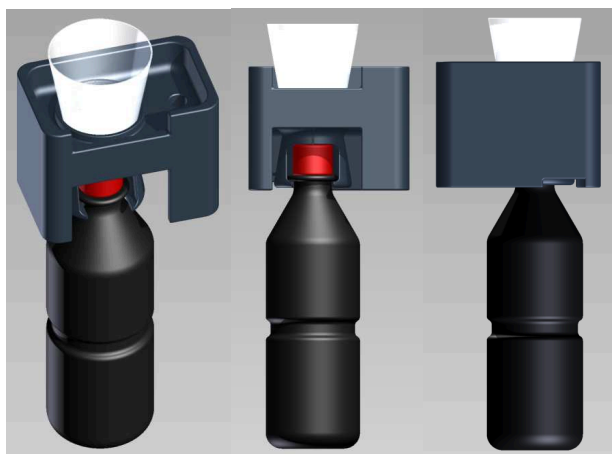
Dotykový panel k ovládání masážních a vyhřívacích funkcí se nachází zrcadlově na druhé područce křesla. Tlačítka fungují na principu dvou stlačení, kde jedním kliknutím se uvádí funkce do chodu a druhým se vypíná. Tlačítka v horní části slouží k nastavení intenzity hloubky masáže (4, 8 a 12 mm). Oválná tlačítka s trojúhelníkovými prvky nastavují rychlost otáček a posuvu masážních elementů (10, 15 a 20 min⁻¹). V dolní části jsou tlačítka pro vyhřívání s nastavitelnou intenzitou ve dvou stupních. Pro uvedení všech funkcí do výchozí polohy tj. vypnuto slouží tlačítko RESET.



Obrázek 11.2 Ovládací panel

12. DALŠÍ VYLEPŠENÍ A INOVACE KŘESLA

Návrhem další inovace křesla je držák na PET lahve a nápojové kelímky. Výhoda tohoto řešení je v jednoduchosti a komplexnosti komponentu, který jednoduchým vysunutím z prostoru pravé područky, je uvede do funkční polohy. Držák je otočně uložen na čepu který je vertikálně uložen ve výduti nacházející se v pravé područce sedačky. Čep je pro představu umístěn v otvoru viz. obr. 12.1.



Obrázek 12.1 Držák PET lahví a kelímků



Obrázek 12.2 Umístění ovládacího panelu a držáku na sedačce [42]

13. ZÁVĚR

V diplomové práci jsem se zabýval problematikou doplňkové výbavy sedadel dopravních prostředků a jejich dalšími možnými zlepšeními. Konkrétně výbavou pro sedadlo excellent od fi. Borcad s.r.o.

Nejprve jsem v teoretické části popsal historický vývoj dopravy až k dnešní komfortnímu cestování nejmodernějšími dopravními prostředky. Dále jsem provedl podrobnější průzkum jednotlivých sedadel nacházejících v těchto prostředcích a jejich úrovně. Po zhodnocení těchto faktů jsem přistoupil ke konstrukčnímu návrhu a zabudování masážního a vyhřívacího zařízení do vlakového sedadla. Této práci předcházelo ergonomické zmapování problematiky masáže a vyhřívání.

První etapou konstruování byla volba vhodného masážního konceptu a principu funkčnosti zařízení. Se sedmi koncepčními návrhy jsem si vybral dle indexového hodnocení ten nejvhodnější. Indexování jsem provedl na základě požadavků na zařízení předem stanovených. Pro další postup jsem prostudoval patentové řešerše jednak českého patentového úřadu tak i mezinárodní normy.

Konstrukční návrh jsem započal zformováním funkční struktury masážní hlavice, kde jsem zjistil rozsah elementů, které bude potřeba na dimenzovat. Jako první následoval výpočet vstupních kinematicko dynamických parametrů od nichž se odvíjel další návrh elementů zařízení. U vstupního výpočtu jsem zvolil koeficient bezpečnosti zařízení $k = 4$. Na základě tohoto vstupu byl vybrán vhodný krokový motor jakož to pohon masážního přístroje. Dále následoval výpočet a návrh těchto částí konceptu masážních segmentů, planetové převodovky, nosného hřídele, axiálních a radiálních ložisek, šroubových spojů a tvarových spojení jako jsou těsná pera nebo rovnoboké drážkování.

Vlivem poměrně malého zatížení byly často výchozími parametry při konstruování montážní a funkční požadavky na zařízení. Jednotlivé výpočty byly na základě tohoto faktu zásadně ovlivněny a tím pádem došlo k naddimenzování některých komponent. Pro ekonomičtější návrh konceptu je nutná korekce mnou zvolených konvenčních materiálů.

Výsledná masážní hlavice se zakomponovala do opěráku sedadla, ve speciálním držáku, jehož tvar a rozměry, nám napověděli že budou nutné další konstrukční úpravy. Jednak masážních hlavic nebo samotného držáku. Při zachování stávajících rozměrů obou těchto součástí se musí přistoupit ke zvětšení prostoru za

sedadle nebo ke korekci součástí nacházejících se v této zadní části. Tento problém je možnost vyřešit i navýšením objemu molytanové části opěradla.

Výsledné zařízení je vybaveno osmi masážními hlavicemi pracujícími ve dvojicích a v masážních cyklech různých parametrů.

V jedné z posledních fází jsem schématicky navrhl zabudování vyhřívacího zařízení do opěráku i sedáku vlakového sedadla. Jeho montážní manuál je uveden v příloze diplomové práce. Dalšími součástmi přílohy je výrobní dokumentace pro zhotovení výše zmíněných přístrojů.

Na samotném konci mé práce je uvedeno schématické zobrazení ovládacího panelu pro potřebné ovládání všech navržených elementů. V kategorii dalších zlepšení jsou navrženy multifunkční držák pro uchycení PET lahví a nápojových kelímků. Po případných korekcích se výsledky mé práce dají aplikovat i na jiné subjekty nejen na vlaková sedadla. Dalším vylepšením sedadla Excellent na kterém se pracuje paralelně s mým návrhem je výsuvný monitor.

14. SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ

- [1] UPOL: *Geografie 1* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <http://geography.upol.cz/soubory/lide/hercik/GEDP/historicky_vyvoj_dopravy_1.pdf>.
- [2] ČESKÝ ROZHLAS: *Cestování s poštou v době kočárů* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.radio.cz/cz/rubrika/historie/cestovani-s-postou-v-dobe-kocaru>>.
- [3] UPOL: *Geografie 2* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <http://geography.upol.cz/soubory/lide/hercik/GEDP/historicky_vyvoj_dopravy_2.pdf>.
- [4] KVANTOVÁ KOROPTEV: *Historie železnic* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://koroptew.blogspot.cz/2010/02/historie-zeleznic-pocatky-prumyslovych.html>>.
- [5] WIKIPEDIA: *Lokomotiv Blucher* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <[http://da.wikipedia.org/wiki/B1%C3%BCcher_\(lokomotiv\)](http://da.wikipedia.org/wiki/B1%C3%BCcher_(lokomotiv))>.
- [6] HYBRID.CZ: *Rychlovlaky a vysokorychlostní tratě v ČR* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.hybrid.cz/clanky/rychlovlaky-vysokorychlostni-trate-v-cr-maji-budoucnost>>.
- [7] ZELPAGE.CZ [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.zelpage.cz/?oddil=8&autor=640>>.
- [8] PIRÁTSKÉ LODĚ: *Egyptská loď* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.piratskelode.wz.cz/legiptskalod.html>>.
- [9] TOPTENZ: *Santa Maria* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.toptenz.net/top-10-most-famous-ships-in-history.php/santa-maria>>.

- [10] HISTORIE LETECTVÍ [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.historieletectvi.xf.cz/index1.htm>>.
- [11] WIKIPEDIA: *Civil aviation* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <http://en.wikipedia.org/wiki/Aviation#Civil_aviation>.
- [12] PPBLOGS: *Boeing 707* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://aircraft.ppblogs.com/2011/09/28/boeing-707-civil-air-transport-08/>>.
- [13] AIRLINESGALLERY: *Concorde* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.airplanesgallery.com/concorde/>>.
- [14] WIKIPEDIA: *Travel class* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <http://en.wikipedia.org/wiki/Travel_class>.
- [15] IGDM: *Technika služeb cestovního ruchu* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://igdm.vsb.cz/igdm/materialy/TSCR.pdf>>.
- [16] AMERICAN AIRLINES [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.aa.com/i18n/aboutUs/ourPlanes/ourPlanes.jsp?anchorEvent=false&from=Nav>>.
- [17] UNITED AIRLINES [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.united.com/web/en-US/default.aspx?root=1>>.
- [18] FLY EMIRATES [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.emirates.com/cz/english/flying/seating/seating.aspx>>.
- [19] CUNARD [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.cunard.com/>>.

- [20] SNCF [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.sncf.com>>.
- [21] BAHN [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.bahn.de/p/view/service/1klasse/sitzplatzkomfort.shtml>>.
- [22] JAPAN GUIDE: *Shinkansen* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.japan-guide.com/e/e2018.html>>.
- [23] ČESKÉ DRÁHY: *Pendolino* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.cd.cz/spec/sc-pendolino/vlaky/fotogalerie/-15852/#>>.
- [24] LEO EXPRESS: Cestovní třídy [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.le.cz/info/cms/13-cestovni-tdy.html>>.
- [25] RECARO: Business class [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.recaro-as.com/cl4420.html>>.
- [26] ZIM FLUGSITZ [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.zim-flugsitz.de/en/home.php>>.
- [27] SORGEMA: *Solstys* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.sogerma.eads.net/Solstys>>.
- [28] AVION INTERIORS [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <http://www.aviointeriors.it/index.php?option=com_k2&view=item&id=87:venus&Itemid=167>.
- [29] AEROSEATING: *VIP wide body* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <http://www.aviointeriors.it/index.php?option=com_k2&view=item&id=87:venus&Itemid=167>.

- [30] TYDEN.CZ: *Automobilové sedačky* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <http://www.tyden.cz/rubriky/auta/auto-tema/automobilove-sedacky-racte-se-posadit_88254.html>.
- [31] RECARO: *Automotive* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.recaro-automotive.com/en/product-areas/original-equipment/products/search-by-model.html>>.
- [32] HEAT YOU SEAT: *Heated seat element* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.heatyourseat.com/About-Us/Technology>>.
- [33] AUTIO.CZ: *Vyhřívání potah* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.autio.cz/vyhrevany-potah-12v-comfort/d-79602/>>.
- [34] MASÁŽNÍ KŘESLA [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.masazni-kresla.cz/vice-o-kreslech/>>.
- [35] HT CAR SYSTÉM: *Vyhřívání sedadel* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <http://www.htcarsystem.cz/autodoplnky/vyhrevani_sedadel>.
- [36] NET MEDIK: *Masážní podložky* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.netmedik.cz/masazni-podlozky/>>.
- [37] HEUREKA: *Masážní nástroje* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://masazni-nastroje.heureka.cz/beurer-mg260/specifikace/>>.
- [38] ČSN 01 6910. *Úprava písemností psaných strojem nebo zpravovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- [39] ERGONOMICKÁ ENCYKLOPEDIE: *Ergonomie sezení* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <http://www.ergonomickaencyklopedie.cz/10_z%C3%A1sad_ergonomie_sezen%C3%AD>

- [40] SOUKROMÉ VZDĚLÁVACÍ ZAŘÍZENÍ: *Masérské přednášky* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <[http:// www.dotekyduse.com](http://www.dotekyduse.com)>
- [41] KOF.ZCU.CZ: *Vnímání teploty* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://kof.zcu.cz/vusc/pg/termo09/thermodynamics/prilohy/t1.htm>>
- [42] BORCAD.CZ: *Vlakové sedadlo excellent* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.borcad.cz/vlakove-sedadlo-excellent/>>
- [43] SERVO DRIVE: *Krokové motory* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <http://www.servo-drive.com/krokov_e_motory.php>
- [44] DR. MED: *Výběr masážního křesla* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.dr-med.cz/vyber-masazniho-kresla-82.html>>
- [45] PANASONIC: *Servis a podpora* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW:<http://www.panasonic.cz/html/cs_CZ/Servis+a+podpora/Soubory+ke+sta%C5%BEen%C3%AD+a+manu%C3%A1ly/2839062/index.html>
- [46] HOW STUFF WORKS: *Massage chair* [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://electronics.howstuffworks.com/gadgets/home/massage-chair3.htm>>
- [47] KRÁL, M.: *Ergonomie a její využití v technické praxiII..* Ostrava: Vava, 1998, 99 s. ISN 80-86168-04-2
- [48] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Čtvrté vydání Praha: Albra, 2008, 915 s. ISN 978-80-7361-051-7
- [49] SHIGLEY J.E.; MISCHKE,CH.R.; BUDYNAS, R.G. *Mechanical Engineering design*,. Sedmé vydání Columbus: The McGraw-Hill Companies, 2004, 1159 s. ISN 978-80-214-2629-0
- [50] KALÁB, Květoslav. *Konstrukční návrh a výpočet šroubového zvedáku* [online]. [cit.2013-05-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-sroubovyzvedak.pdf> >

15. POUŽITÉ PROGRAMY

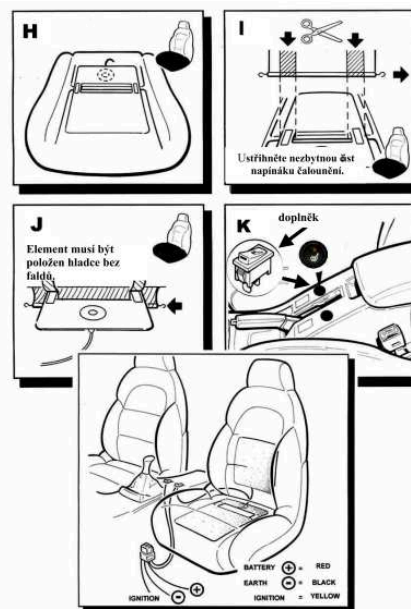
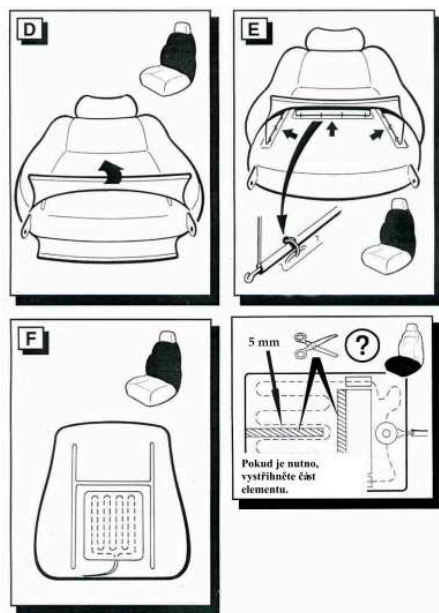
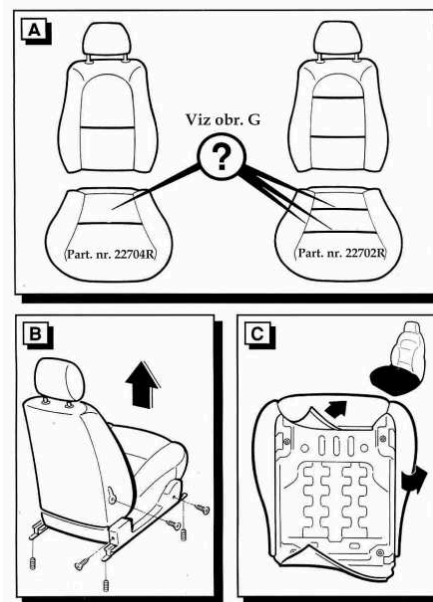
- 1) Autodesk Inventor Professional 2011
- 2) MITCALC

16. SEZNAM PŘÍLOH

1. Montážní manuál vyhřívání SEPAB
2. Patentové odkazy
3. Vstupní parametry převodovky
4. Parametry profilu nástroje, návrh modulu a geometrie ozubení
5. Korekce ozubení, základní rozměry a doplňkové parametry ozubení
6. Výpočet bezpečnosti převodu a kontrolní rozměry
7. Silové poměry a doplňková kapitola
8. Volba materiálu a parametrů závitu
9. Výsledky výpočtu šroubu
10. Norma UIC 566
11. Podsestava: Masážní hlavice – číslo sestavy 03 – SV -01
12. Sestava: Sestava opěráku – číslo sestavy 03 – SV – 02
13. Sestava: Vyhřívání sedáku – číslo sestavy 04 – SV - 03
14. Sestava: Montážní výkres – číslo sestavy 03 – MV - 01
15. Výrobní výkres: Masážní element – číslo výkresu 04 – VV - 01
16. Výrobní výkres: Vodící tyč- číslo výkresu 04-VV-02
17. Výrobní výkres: Nákrůžek – číslo výkresu 04-VV-04
18. Výrobní výkres: Centrální kolo – číslo výkresu 04-VV-05
19. Výrobní výkres: Satelitové kolo – číslo výkresu 04-VV-06
20. Výrobní výkres: Horní díl – číslo výkresu 04 – VV -07
21. Výrobní výkres: Kroužek horní – číslo výkresu 04- VV – 08
22. Výrobní výkres: Korunové kolo – číslo výkresu 04-VV-09
23. Výrobní výkres: Spodní kroužek – číslo výkresu 04-VV-10
24. Výrobní výkres: Těleso – číslo výkresu 04-VV-11
25. Výrobní výkres: Upínací segment – číslo výkresu 04-VV-12
26. Výrobní výkres: Víko – číslo výkresu 04-VV-13
27. Výrobní výkres: Vnější kr. s úkosem – číslo výkresu 04-VV-14
28. Výrobní výkres: Vnější kroužek - číslo výkresu 04-VV-15
29. Výrobní výkres: Držák – číslo výkresu 04-VV-16

17. PŘÍLOHY

Příloha č. 1



Pro přepínače vytvořte otvor
13x19mm, pro kulaté Ø 19mm,
připojte k vodičům a zatlačte do otvoru

Vždy se přesvědčte o funkci vyhřívání
Termostat pracuje v rozmezí 26-36 °C.



Příloha č. 2

Mezinárodní patentové úřady:

<http://www.google.com/patents/US20120226207?dq=shiatsu+massage&hl=cs&sa=X&ei=0qJIUZjnBdDJsgazxID4DQ&ved=0CDcQ6AEwAQ>

<http://www.google.com/patents/EP2308443A2?cl=en&dq=shiatsu+massage&hl=cs&sa=X&ei=0qJIUZjnBdDJsgazxID4DQ&ved=0CDcQ6AEwAQ>

<http://www.google.com/patents/US20110087139?pg=PA17&dq=shiatsu+massage&hl=cs&sa=X&ei=EaVIUaq8DsnYtAai7YC4CA&ved=0CEAQ6AEwBDgy#v=onepage&q=shiatsu%20massage&f=false>

<http://www.google.com/patents/US20070106185?pg=PA14&dq=shiatsu+massage&hl=cs&sa=X&ei=uKVIUeaOASXjtQbWwYHQCQ&ved=0CDcQ6AEwATgo#v=onepage&q=shiatsu%20massage&f=false>

<http://www.google.com/patents/US20110105964?pg=PA9&dq=shiatsu+massage&hl=cs&sa=X&ei=caZIUC4E4jDtQbQx4HgCw&ved=0CDQ6AEwADge#v=onepage&q=shiatsu%20massage&f=false>

<http://www.google.com/patents/US7128721?pg=PA10&dq=shiatsu+massage&hl=cs&sa=X&ei=caZIUC4E4jDtQbQx4HgCw&ved=0CEwQ6AEwCDge#v=onepage&q=shiatsu%20massage&f=false>

<http://www.google.com/patents/US20080262398?pg=PA14&dq=shiatsu+massage&hl=cs&sa=X&ei=BqdIUff1NtDdsqbbqIHICg&ved=0CEAQ6AEwBDgU#v=onepage&q=shiatsu%20massage&f=false>

<http://www.google.com/patents/US20090093742?pg=PA9&dq=shiatsu+massage&hl=cs&sa=X&ei=BqdIUff1NtDdsqbbqIHICg&ved=0CEMQ6AEwBTgU#v=onepage&q=shiatsu%20massage&f=false>

Český patentový úřad:

<http://isdv.upv.cz/portal/pls/portal/portlets.pts.det?xprim=1603780&lan=cs>

<http://isdv.upv.cz/portal/pls/portal/portlets.pts.det?xprim=1541595&lan=cs>

Příloha č. 3

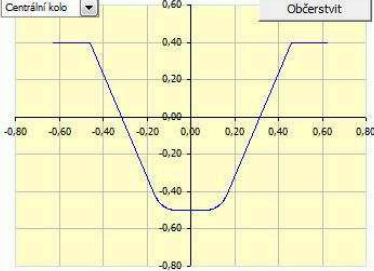
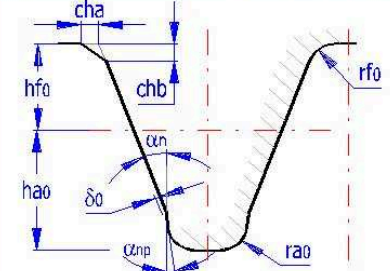
Planetový převod				
i	Výpočet bez chyb.	Centrální kolo	Satelit	Korunové kolo
ii	<input type="checkbox"/> Informace o projektu			
2	Kapitola vstupních parametrů			
1.0	<input checked="" type="checkbox"/> Volba základních vstupních parametrů			
1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)		
1.2	Typ převodu hnací/hnané (vstup/výstup)	Centrální kolo => Unášec		
1.3	Přenášený výkon	Pw [kW]	0,0012	0,00
1.4	Otáčky (centrální kolo, unášec, korunové kolo)	n	80,00	19,80
1.5	Požadované otáčky pro: Unášec	n	20,00	6,77 ~ 20
1.6	Krouticí moment (centrální kolo, unášec, korunové kolo)	Mk	0,14	-0,58
1.7	Otáčky (satelit vůči unášci)	n		-59,00
1.8	Převodový poměr z1/z0, z2/z1, (z2/z0)	i	1,020	-2,980
2.0	<input checked="" type="checkbox"/> Volba materiálů, režimu zatížení, provozních a výrobních parametrů.			
2.1	Označení materiálu podle normy :	CSN		
2.2	Materiál centrálního kola :	A...Konstrukční ocel 11700 (Rm=686 MPa) tepelně nepracovaná		
2.3	Materiál satelitu :	A...Konstrukční ocel 11700 (Rm=686 MPa) tepelně nepracovaná		
2.4	Materiál korunového kola :	A...Konstrukční ocel 11700 (Rm=686 MPa) tepelně nepracovaná		
2.5	Typ zatížení převodovky od hnacího stroje	A...Plynné		
2.6	Typ zatížení převodovky od poháněného stroje	A...Plynné		
2.7	Typ uložení soukolí	Letmo uložené soukolí - typ 1		
2.8	Stupeň přesnosti - ISO1328 Ra max v max.	6.....(Ra max. = 1,6 / v max. = 15)		
2.9	Požadovaná životnost	Lh	20000	[h]
2.10	Koeficient bezpečnosti (dotyk/ohyb)	SH / SF	1,30	1,60
2.11	Automatický návrh	Přímé ozubení		

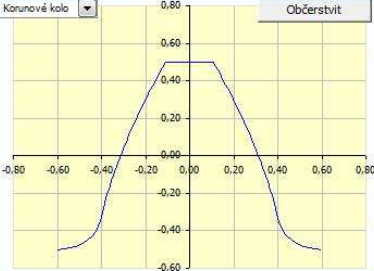
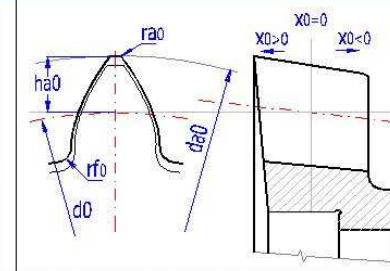
Příloha č. 4

3.0 Parametry profilu nástroje a zubu

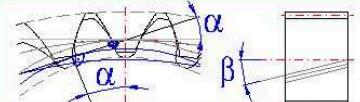
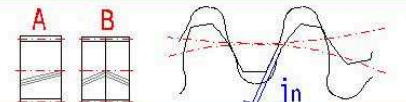
2. DIN 867 ($\alpha=20^\circ$, $ha_0=1.25$, $hf_0=1.0$, $ra_0=0.25$, $d_0=0^\circ$, $\alpha_{np}=0^\circ$, $ca=0.25$)

3.1 Normalizovaný nástroj	ha_0^*	1,2500	1,2500	1,2500	[modul]
3.2 Výška hlavy nástroje	hf_0^*	1,0000	1,0000	1,2000	[modul]
3.3 Výška paty nástroje	ra_0^*	0,2500	0,2500	0,0000	[modul]
3.4 Poloměr zaoblení hlavy	rf_0^*	0,0000	0,0000	0,3800	[modul]
3.5 Poloměr zaoblení paty	cha^*	0,0000	0,0000	0,0000	[modul]
3.6 Zkosení paty	chb^*	0,0000	0,0000	0,0000	[modul]
3.7 Zkosení paty	δ_0^*	0,0000	0,0000	0,0000	[modul]
3.8 Výška protuberance	α_{np}	0,0000	0,0000	0,0000	[°]
3.9 Úhel protuberance	ca^*min	0,2500	0,2304	0,1000	[modul]
3.10 Min. jednotková hlavová vůle	ca^*	0,2500	0,2500		[modul]
3.11 Jednotková hlavová vůle	ca^*		0,2304	0,1500	[modul]
3.12 Jednotková hlavová vůle	z_0			50	
3.13 Počet zubů výrobního nástroje (kotoučový nástroj)	x_0^*			0,00	[modul]
3.14 Výrobní jednotkové posunutí	da_0			21,000	[mm]
3.15 Hlavový průměr nástroje					

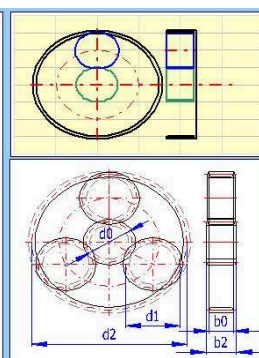
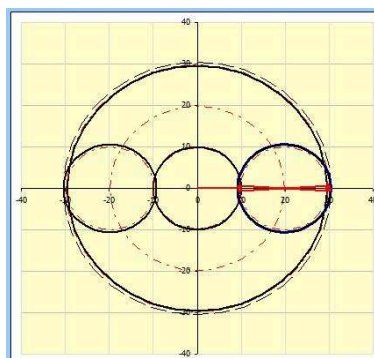



4.0 Návrh modulu a geometrie ozubení

4.1 Počet satelitů	2	<= 5	2			
4.2 Počet zubů - nastavení	-	Optimal (50)	+			
4.3 Počty zubů (centrální kolo, satelit, korunové kolo)	z	49	50	-149		
4.4 Otáčky (centrální kolo, unašeč, korunové kolo)	n	80,00	19,80	0,00	[1/min]	
4.5 Normální úhel záběru	alpha		20,00		[°]	
4.6 Úhel sklonu zubů	beta		0,00		[°]	
4.7 Nastavení poměru šířky centrálního kola k průměru	\sqrt{d}/max		0,78	< 0,8		
4.8 Poměr šířky centrálního kola k jeho průměru	mn		0,40	0,4	[mm]	
4.9 Modul ozubení / normalizovaná hodnota	p		80	(0.0393)		
4.10 Diametral Pitch (Circular Pitch)	$d_0/d_1/d_2$		19,600	20,000	-59,600	[mm]
4.11 Průměr rozečtné kružnice				12,2 - 15,7	[mm]	
4.12 Doporučená šířka ozubení	$b_0/b_1/b_2$		13,000	13,000	13,000	[mm]
4.13 Šířka kola (centrální kolo, satelit, korunové kolo)	bw		13,000	13,000		[mm]
4.14 Pracovní šířka ozubení	ψ_d		0,66	0,65	0,22	
4.15 Poměr šířky kola k jeho průměru	aw		19,800	-19,800		[mm]
4.16 Pracovní vzdálenost os	m		0,029	0,066	0,028	[kg]
4.17 Přibližná hmotnost soukolí (plné válce)	SH / SF		2,53	18,48		[°]
4.18 Minimální koeficient bezpečnosti			360,00	0,00		
4.19 Pohyb ozubených kol (krok a aktuální úhel)						



Příloha č. 5

5.0

☒
Korigování ozubení (jednotkové posunutí)

5.1

Typy korekce

5.2

- Připustné podříznutí zubu (min. hodnota)

-0,694

-0,700

[modul]

5.3

- Zabraňující podříznutí zubu (min. hodnota)

-0,612

-0,620

[modul]

5.4

- Zabraňující zúžení zubu (min. hodnota)

-1,452

-1,510

[modul]

5.5

Nastavení korekce satelitu

5.6

Hodnota korekce (centrální kolo, satelit, korunové kolo)

x0,x1,x2

-0,5355

0,5355

-0,5355

x1min

>-3,3929

5.7

Součet korekcí - krajní hodnota

Σx [modul]

>-2,027

<2,027

5.8

Součet korekcí (x0+x1, x1+x2)

Σx [modul]

0,0000

0,0000

Σx01=0

Σx12=0

5.9

Osová vzdálenost (pracovní)

aw [mm]

19,8000

-19,8000

5.10

Požadovaná osová vzdálenost

aw [mm]

19,8000

19,4 ~ 20,2

= aw

5.11

Součinitel záběru v čelní rovině

εα

1,7148

1,8594

5.12

Součinitel celkového záběru

εγ

1,7148

1,8594

5.13

Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici

sa*

0,8357

0,6642

0,7762

[modul]

5.14

Velikost měrného skazu na patě

θA0/θE1

-1,6337

-0,3538

< "="

5.15

Velikost měrného skazu na hlavě

θE0/θA1

0,2613

0,6203

5.16

Velikost měrného skazu na patě

θA1/θE2

-0,1650

-0,2563

< "="

5.17

Velikost měrného skazu na hlavě

θE1/θA2

0,2040

0,1416

5.18

Součet všech měrných skazů

Sum{θ}

2,8691

0,7669

Sum = 3,636

< min

5.19

Koeficient bezpečnosti na únavu v dotyku

SH

2,53

2,77

5,06

5.20

Koeficient bezpečnosti na únavu v ohybu

SF

25,28

18,48

28,36

5.21

Zobrazení zubu a natočení nástroje pro :

Centrální kolo

0

[°]

Kapitola výsledků

6.0

☒
Základní rozměry ozubení

6.1

Počty zubů (centrální kolo, satelit, korunové kolo)

z

49

50

-149

6.2

Šířka kola (centrální kolo, satelit, korunové kolo)

b

13,0000

13,0000

13,0000

[mm]

6.3

Normální modul

mn

0,4000

0,4000

[mm]

6.4

Tečný modul

mt

0,4000

0,4000

[mm]

6.5

Normální rozteč

p

1,2566

1,2566

[mm]

6.6

Čelní rozteč

pt

1,2566

1,2566

[mm]

6.7

Základní rozteč

ptb

1,1809

1,1809

[mm]

6.8

Osová vzdálenost (roztečná)

a

19,8000

-19,8000

[mm]

6.9

Osová vzdálenost (výrobní)

av

19,8000

-19,8000

[mm]

6.10

Osová vzdálenost (pracovní)

aw

19,8000

-19,8000

[mm]

6.11

Úhel záběru

α

20,0000

20,0000

[°]

6.12

Čelní úhel záběru

αt

20,0000

20,0000

[°]

6.13

Valivý úhel záběru normální

αwn

19,9999

19,9999

[°]

6.14

Valivý úhel záběru čelní

αwt

19,9999

19,9999

[°]

6.15

Úhel sklonu zubů

β

0,0000

0,0000

[°]

6.16

Základní úhel sklonu

βb

0,0000

0,0000

[°]

6.17

Průměr hlavové kružnice

da

19,9716

21,2284

-59,1484

[mm]

6.18

Průměr roztečné kružnice

d

19,6000

20,0000

-59,6000

[mm]

6.19

Průměr základní kružnice

db

18,4180

18,7939

-56,0057

[mm]

6.20

Průměr patní kružnice

df

18,1716

19,4284

-61,0127

[mm]

6.21

Průměr valivé kružnice

dw

19,6000

20,0000

[mm]

6.22

Průměr valivé kružnice

dw

20,0000

-59,6000

[mm]

6.23

Výška hlavy zubu

ha

0,1858

0,6142

0,2258

[mm]

6.24

Výška paty zubu

hf

0,7142

0,2858

0,7142

[mm]

6.25

Tloušťka zubu na hlavové kružnici

sna

0,3343

0,2657

0,3105

[mm]

6.26

Tloušťka zubu na hlavové kružnici (tečná)

sta

0,3343

0,2657

0,3105

[mm]

6.27

Tloušťka zubu na roztečné kružnici

sn

0,4724

0,7843

0,4724

[mm]

6.28

Tloušťka zubu na roztečné kružnici (tečná)

st

0,4724

0,7843

0,4724

[mm]

6.29

Tloušťka zubu patní kružnici

sb

0,7088

1,0514

1,0536

[mm]

6.30

Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici

sa*

0,8357

0,6642

0,7762

[modul]

6.31

Jednotková hlavová vřle

ca*

0,2500

0,25 / 0,23

0,1500

[modul]

6.32

Hlavová vřle

ca

0,1000

0,1 / 0,092

0,0600

[mm]

6.33

Jednotkové přísunutí kol

ΔY

0,0000

0,0000

[modul]

6.34

Součet korekcí

Σx01/Σx12

0,0000

0,0000

[modul]

6.35

Hodnota korekce

x

-0,5355

0,5355

-0,5355

[modul]

7.0

☒
Doplňkové parametry ozubení

7.1

Počet zubů

z

49

50

-149

7.2

Počet zubů porovnávачho kola

zn

49,000

50,000

-149,000

Minimální počet zubů kola:

7.3

- Dovolující přípustné podříznutí

zmin1

15

15

18

7.4

- Zabraňující podříznutí zubu

zmin2

19

19

21

7.5

- Zabraňující zúžení zubu

zmin3

24

24

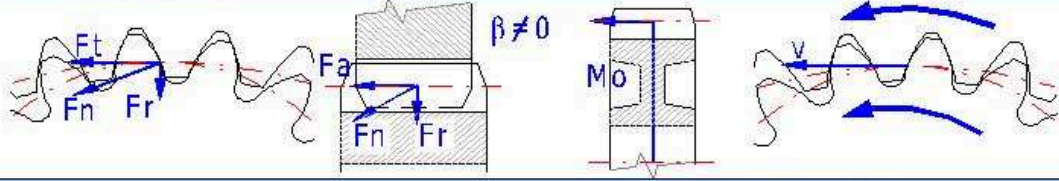
28

Příloha č. 6

8.0 <input checked="" type="checkbox"/> Kvalitativní ukazatele ozubení			
8.1	Součinitel záběru v čelní rovině	ε_{α}	1,7148 1,8594
8.2	Součinitel záběru v osové rovině	ε_{β}	0,0000 0,0000
8.3	Součinitel celkového záběru	ε_{γ}	1,7148 1,8594
8.4	Koeficient odlehčení kola	Cd/df	0,00 0,81 1,00 <input checked="" type="checkbox"/>
8.5	Kritické otáčky	n_E	24271,87 19803,25 [/min]
8.6	Kritické otáčky		16775,31 5629,30
8.7	Resonanční poměr	N	0,0025 0,0035
8.8	Přibližná hmotnost soukolí (plné válce)	m	0,03 0,03 0,03 [kg]
8.9	Ztráty v ozubení	ζ	0,60% 0,43%
8.10	Ztráty (ozubení, ložiska, celkem)	ζ	0,000 0,000 0,000 [kW]
8.11	Doporučená viskozita oleje	v_{50}	146 146 <input checked="" type="checkbox"/> [mm ² /sec]
9.0 <input checked="" type="checkbox"/> Součinitele pro výpočet koeficientů bezpečnosti			
Společné pro soukolí			
9.1	Tuhost páru zubů	C'	3,735 4,492
9.2	Záběrová tuhost ozubení	C_Y	5,737 7,388
9.4	Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,000
9.5	Součinitel vnitřních dynamických sil	K_V	1,004 1,005
9.6	Počet cyklů	N_K	1,44E+08 7,08E+07 4,75E+07
Pro výpočet bezpečnosti na dotyk			
9.7	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	$K_{H\beta}$	1,265 1,260
9.8	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	$K_{H\alpha}$	1,313 1,401
9.9	Celkový součinitel přídavného zatížení	K_H	1,667 1,775
9.10	Součinitel mechanických vlastností	Z_E	189,81 189,81
9.11	Součinitel tvaru	Z_H	2,495 2,495
9.12	Součinitel sklonu zubu	Z_{β}	1,000 1,000
9.13	Součinitel dotyku	Z_{ϵ}	0,873 0,845
9.14	Součinitel tvrdosti	Z_W	1,000 1,000
9.15	Součinitel maziva	Z_L	1,053 1,053 1,053 <input type="text" value="Minerální olej"/>
9.16	Součinitel obvodové rychlosti	Z_V	0,863 0,863 0,863 <input type="text" value="Automatic"/>
9.17	Součinitel drsnosti povrchu	Z_R	0,840 0,840 0,840 <input type="text" value="n=∞; ZN=0.85"/>
9.18	Součinitel životnosti	Z_N	0,899 0,966 1,005
9.19	Součinitel jednopárového záběru	Z_B	1,022 1,000
	Součinitel jednopárového záběru	Z_D	1,006 1,000
Pro výpočet bezpečnosti na ohyb			
9.20	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	$K_{F\beta}$	1,255 1,250
9.21	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	$K_{F\alpha}$	2,117 2,343
9.22	Celkový součinitel přídavného zatížení	K_F	2,665 2,944
9.23	Součinitel sklonu zubu	Y_{β}	1,000 1,000
9.24	Součinitel vlivu záběru profilu	Y_{ϵ}	0,687 0,653
9.25	Součinitel vrubové citlivosti	Y_{Δ}	0,972 1,040 1,149
9.26	Součinitel vlivu velikosti	Y_X	1,000 1,000 1,000
9.27	Součinitel jakosti povrchu přechodové plochy	Y_R	0,931 0,931 0,931
9.28	Koeficient střídavého zatížení	Y_A	1,000 0,700 1,000
9.29	Součinitel technologie výroby	Y_T	1,000 1,000 1,000
9.30	Součinitel životnosti	Y_N	0,850 0,850 0,850 <input type="text" value="n=∞; YN=0.85"/>
9.31	Součinitel korekce napětí	Y_{ST}	1,000
9.32	Součinitel tvaru zubu (ohyb)	Y_{Fa}	3,075 2,259 1,569
9.33	Součinitel koncentrace napětí	Y_{Sa}	1,521 2,021 2,992
9.34	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	Y_{FS}	4,678 4,566 4,695
10.0 <input checked="" type="checkbox"/> Napětí a koeficienty bezpečnosti			
10.1	Na únavu v dotyku	$SH (S-P)$	2,53 2,77
10.2	Na únavu v dotyku	$SH (P-R)$	4,86 5,06
10.3	Na únavu v ohybu	$SF (S-P)$	25,28 19,40
10.4	Na únavu v ohybu	$SF (P-R)$	18,48 28,36
10.5	Jmenovité napětí v dotyku	σ_{H0}	98,49 54,66 [MPa]
10.6	Výpočtové napětí v dotyku	σ_H	130,01 127,92 [MPa]
10.7	Výpočtové napětí v dotyku		72,82 72,82 [MPa]
10.8	Mez únavy v dotyku	σ_{HG}	329,53 353,89 [MPa]
10.9	Mez únavy v dotyku		353,89 368,29 [MPa]
10.10	Dovolené napětí v dotyku	σ_{HP}	253,48 272,23 [MPa]
10.11	Dovolené napětí v dotyku		272,23 283,30 [MPa]
10.12	Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu	σ_{F0}	4,52 4,41 [MPa]
10.13	Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu		4,19 4,31 [MPa]
10.14	Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu	σ_F	12,04 11,76 [MPa]
10.15	Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu		12,34 12,69 [MPa]
10.16	Mez únavy v ohybu	σ_{FG}	304,45 228,05 [MPa]
10.17	Mez únavy v ohybu		228,05 359,90 [MPa]
10.18	Dovolené napětí v ohybu	σ_{FP}	190,28 142,53 [MPa]
10.19	Dovolené napětí v ohybu		142,53 224,94 [MPa]
11.0 <input checked="" type="checkbox"/> Kontrolní rozměry ozubení			
11.1	Počet zubů přes které se měří	z_w	6 6 16 <input checked="" type="checkbox"/>
11.2	Počet zubů přes které se měří	z_w	6 6 16
11.3	Rozměr přes zuby	W	6,6227 6,9213 20,4653 [mm]
11.4	Průměr válečku/kuličky	dt	0,7000 0,7000 0,7000 [mm]
11.5	Průměr válečku/kuličky	dt	0,7000 0,7000 0,7000 <input checked="" type="checkbox"/> [mm]
11.6	Rozměr přes válečky/kuličky	M	20,1795 21,3720 59,0040 [mm]

Příloha č. 7

12.0 ☒ Silové poměry (síly působící na ozubení)



12.1 Obvodová síla	Ft	7,31	-7,31	[N]	
12.2 Normální síla	Fn	7,78	7,78	[N]	
12.3 Axiální síla	Fa	0,00	0,00	0,00	[N]
12.4 Radiální síla	Fr	2,66	-2,66	[N]	
12.5 Síla unašeč -> satelit	Fc-p	14,62		[N]	
12.6 Odstředivá síla na satelit	Fc	0,00		[N]	
12.7 Radiální síla na ložisko v satelitu	Fb	14,62		[N]	
12.8 Jmenovitý krouticí moment	Mk	0,07	0,07	0,22	[Nm]
12.9 Jmenovité otáčky	n	60,2	-59,0	19,8	[1/min]
12.10 Ohybový moment (satelit)	Mo	0,00	0,00	0,00	[Nm]
12.11 Obvodová rychlost na roztečné kružnici	v vmax	0,062	< 15		[m/s]
12.12 Šířkové zatížení	wt	0,562	0,56		[N/mm]
12.13 Měrné zatížení	wt*	1,41	1,41		[MPa]

13.0 ☒ Parametry zvoleného materiálu

13.1 Hustota	Ro	7870,00	7870,00	7870,00	[kg/m^3]
13.2 Modul pružnosti (tah, tlak)	E	206,00	206,00	206,00	[GPa]
13.3 Mez pevnosti v tahu	Rm	686,00	686,00	686,00	[MPa]
13.4 Mez kluzu v tahu	Rp0.2	363,00	363,00	363,00	[MPa]
13.5 Poissonova konst.		0,30	0,30	0,30	
13.6 Mez únavy v dotyku	SHlim	480,00	480,00	480,00	[MPa]
13.7 Mez únavy v ohybu	SFlim	396,00	396,00	396,00	[MPa]
13.8 Tvrdost zubu na boku	VHV	205	205	205	[HV]
13.9 Tvrdost zubu v jádře	JHV	205	205	205	[HV]
13.10 Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	NHlim	5,00E+07	5,00E+07	5,00E+07	
13.11 Exponent Wohlerovy křivky pro dotyk	qH	10	10	10	
13.12 Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	NFlim	3,00E+06	3,00E+06	3,00E+06	
13.13 Exponent Wohlerovy křivky pro ohyb	qF	6	6	6	

14.0 ☒ Návrh přesného převodového poměru

14.1 Počty zubů (centrální kolo, satelit, korunové kolo)	z	49	50	-149
14.2 Otáčky (centrální kolo, unašeč, korunové kolo)	n [1/min]	80,00	19,80	0,00
14.3 Počet zubů od:	z	49	49	
14.4 Počet zubů do:	z	49	49	
14.5 Požadované otáčky pro: Unašeč	n [1/min]	20,00	20,1025	z0=49 z1=49 z2=-146
14.6 Spuštění výpočtu, přenos vybraných hodnot		Spustit		

15.0 ☒ Předběžný návrh průměru hřídele (ocel)

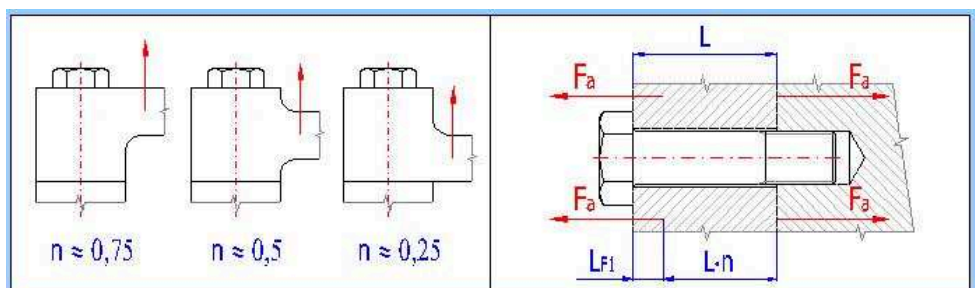
Doporučený průměr hřídele pro:

15.1 - Hřídele přenášející hlavní zatížení	DA	6,42	10,21	9,29	[mm]
15.2 - Malé, krátké hřídele	DB	4,99	7,94	7,22	[mm]

16.0 ☒ Přibližný výpočet modulu existujícího kola

16.1 Počet zubů měřeného kola	z	49	50	146	
16.2 Průměr hlavové kružnice	da	20,400	20,800	59,200	[mm]
16.3 Vzdálenost mezi hranami sousedních zubů	u	0,000	0,000	0,000	[mm]
16.4 Úhel sklonu zubů	β	0,00	0,00	0,00	[°]
16.5 Modul ozubení	mn	0,400	0,400	0,411	[mm]

17.0 ☐ Grafický výstup, CAD systémy



2.18 Parametry dynamicky zatíženého spoje

2.19 Provedení závitu

2.20 Požadovaná životnost spoje v tisících cyklů

2.21 Požadovaná spolehlivost spoje

2.22 Požadovaná dynamická bezpečnost

Řezaný závit

Neomezená životnost

95 [%]

n_f 2,000

3.0 ☒ Provedení, rozměry a materiál spojovaných částí.

3.1 Provedení spojovaných částí

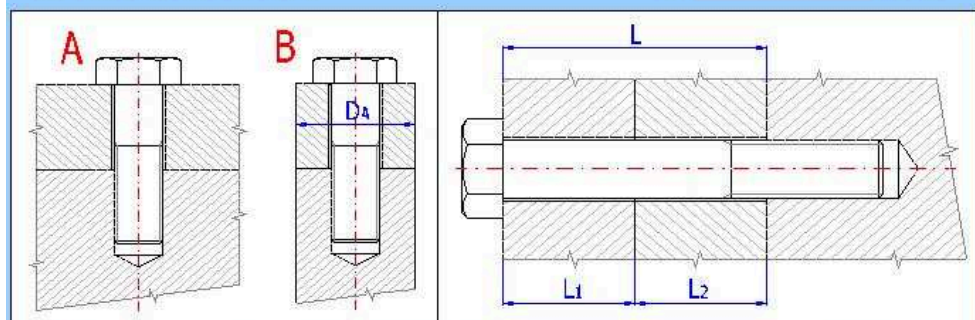
A ... Deska

3.2 Počet sevřených částí

i 3

3.4 Celková výška sevřených částí

L 10,500 [mm]



3.5	L_i	E	α	p_D	Materiál	ČSN
Část 1	2,500	206000	11,5	490	Konstrukční ocel 11378	
Část 2	2,000	206000	11,5	490	Konstrukční ocel 11378	
Část 3	6,000	206000	11,5	490	Konstrukční ocel 11378	

4.2 Materiál šroubu

4.3 Pevnostní třída šroubu

4.4 Modul pružnosti v tahu

4.5 Mez pevnosti v tahu

4.6 Mez kluzu

4.7 Součinitel tepelné roztažnosti

4.8 Hustota

ISO 8.8 ISO

E 206000 [MPa]

R_m 800 [MPa]

$R_{eR}, R_{p0,2}$ 640 [MPa]

α 11,5 [$10^{-6}/^{\circ}\text{C}$]

ρ 7830 [kg/m^3]

4.9 Parametry závitu

4.10 Typ závitu

Metrický závit - hrubý

4.11 Velikost závitu

M10

4.12 Velký průměr závitu šroubu

d 10,0000 [mm]

4.13 Rozteč závitu

p 1,5000 [mm]

4.14 Malý průměr závitu šroubu

d_r 8,1600 [mm]

4.15 Střední průměr závitu šroubu

d_m 9,0260 [mm]

4.16 Provedení a geometrie šroubu

4.17 Typ šroubu

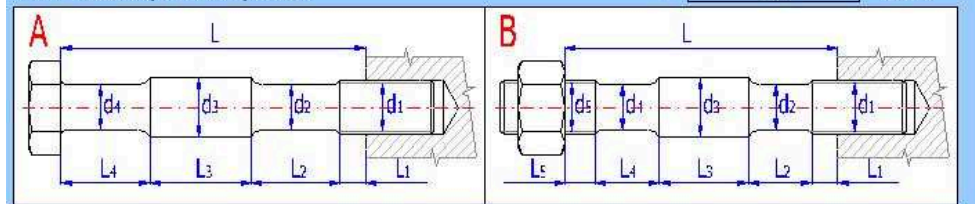
A ... Závrtný šroub s hlavou

4.18 Počet jednotlivých úseků šroubu s rozdílným průřezem

i 1

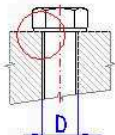
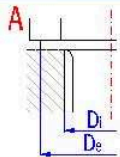
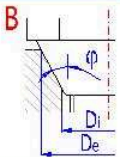
4.19 Celková výška sevřených částí

L 10,5 [mm]

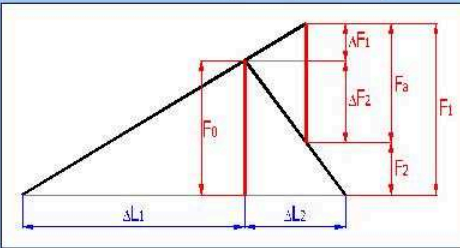


Příloha č. 9

	1	2	3	4	5	6	
4.20 Úsek šroubu							
4.21 Délka úseku	L_i	10,500	0,000	0,000	0,000	0,000	[mm]
4.22 Průměr úseku	d_i	8,593	0,000	0,000	0,000	0,000	[mm]
4.23 Geometrie spoje							
4.24 Provedení dosedacích ploch pod hlavou (maticí) šroubu		A ... Mezikružová styková plocha					<input checked="" type="checkbox"/>
4.25 Průměr díry pro spojovací šroub		D	10,500				[mm]
4.26 Vnější průměr dosedací (stykové) plochy		D_e	16,000				[mm]
4.27 Vnitřní průměr dosedací (stykové) plochy		D_i	10,500				[mm]

Kapitola výsledků		
5.0 <input checked="" type="checkbox"/> Předpětí, silové poměry a pracovní diagram spoje.		
5.1 Konstanty tuhosti spoje		
5.2 Tuhost spojovacího šroubu	C_b	686443,15 [N/mm]
5.3 Tuhost sevřených částí	C_m	3646339,54 [N/mm]
5.4 Výsledná tuhost skupiny přitěžovaných částí spoje	C_t	655588,62 [N/mm]
5.5 Výsledná tuhost skupiny odlehčovaných částí spoje	C_2	4861786,05 [N/mm]
5.6 Montážní předpětí šroubového spoje		
5.7 Maximální osová složka provozní síly	F_a	66 [N]
5.8 Maximální radiální složka provozní síly	F_r	31,6 [N]
5.9 Minimální potřebná svěrná síla pro přenos radiální síly	F_{cmin}	158 [N]
5.10 Část osově složky provozní síly přitěžující šroub	ΔF_1	7,84 [N]
5.11 Část osově složky provozní síly odlehčující sevřené součásti	ΔF_2	58,16 [N]
5.12 Montážní předpětí spoje	F_0	296,0 <input checked="" type="checkbox"/> [N]
5.13 Uťahovací moment	M	0,57 [Nm]
5.14 Silové poměry zatíženého spoje		
5.15 Změna předpětí ohřátím spoje na provozní teplotu	ΔF_{OT}	0,00 [N]
5.16 Ztráta předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	ΔF_{OL}	0,00 [N]
5.17 Provozní předpětí spoje	F_0'	296,00 [N]
5.18 Zbytkové předpětí sevřených částí spoje	F_2	237,84 [N]
5.19 Výsledná vnitřní osová síla ve šroubu	F_1	303,84 [N]
5.20 Součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	3,604
5.21 Bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	1,505

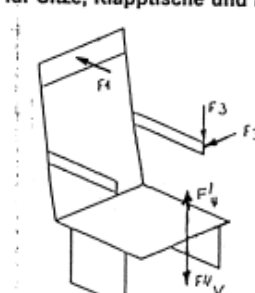


6.0 <input checked="" type="checkbox"/> Pevnostní kontroly spoje.		
6.1 Pevnostní kontrola staticky zatíženého šroubového spoje		
6.2 Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osově síly	σ	5,81 [MPa]
6.3 Napětí v krutu v jádře šroubu od uťahovacího momentu	τ	2,56 [MPa]
6.4 Přídavné ohybové napětí	σ_b	139,71 [MPa]
6.5 Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	145,58 [MPa]
6.6 Mez kluzu materiálu šroubu	R_e	640 [MPa]
6.7 Bezpečnost na mezi kluzu	n	4,40
6.8 Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu		
6.9 Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p	2,65 [MPa]
6.10 Dovolný tlak v krajní sevřené části	p_D	490 [MPa]
6.11 Pevnostní kontrola dynamicky zatíženého šroubového spoje		
6.12 Střední osová síla cyklu zatěžující šroub	F_m	299,92 [N]
6.13 Amplituda osově síly cyklu zatěžující šroub	F_a	3,92 [N]
6.14 Střední napětí cyklu v jádře závitu	σ_m	5,74 [MPa]
6.15 Amplituda napětí cyklu v jádře závitu	σ_a	0,07 [MPa]
6.16 Základní mez únavy v tahu daného materiálu šroubu	σ_{-1}'	384 [MPa]
6.17 Korigovaná mez únavy v tahu daného šroubu	σ_c	78 [MPa]
6.18 Mez únavy v tahu při omezené životnosti	σ_f	78 [MPa]
6.19 Max. únavová pevnost šroubu pro daný průběh zatížení	σ_A	70,57 [MPa]
6.20 Dynamická bezpečnost v tahu	n_G	941,16
6.21 Bezpečnost v krutu	n_τ	144,20
6.22 Výsledná dynamická bezpečnost	n	941,14

Příloha č. 10

UIC 566

VE 566	
I tělesné hodnoty	II tělesné hodnoty
Nucivní tlačná síla	
Líst 35	
Příloha 4	
Nucivní tlačná síly svislé na dříví a směru ráhy	
Líst 37	
Příloha 5	
PŘÍKLADY PRO SÍLY RÁHY A PUSTÁ	
Max. 120 N při průměru asi 40 mm	
3 až 4 Nm při průměru asi 40 mm	
Líst 39	
Příloha 6	
PŘÍKLADY PRO SÍLY KONSTRUKCE, KTERÉ JE MOŽNO VYVÁDĚT RŮZNĚ	
1 ruka 2 ruce	
Líst 41	
Příloha 7	
Specifické náklady pro sedadla, sklápěcí stoly a sklápěcí sedadla	
F1 1500 N horizontálně, v libovolném bodě v horním dílu nosné konstrukce (na sedadle) na plochu 380 x 80	
F3 750 N vertikálně a horizontálně u osazení pro jednotlivce. U osazení v kupé jen vertikálně.	
F4 1000 N přivedeno směrem dolů na sedací plochu 380 x 220 mm nebo	
F4 1200 N směrem nahoru (1), na přední hranu sedadla, podle konstrukce	
Skládací stůl	
750 N uprostřed	
Skládací sedadlo	
1000 N vertikálně uprostřed sedací plochy	
(1) Válcová náprava průměr 250 mm a poloměr hlavy 25 mm	
Líst 43	
Příloha 8	
Upřesnění střídacích trysek pro zkoušky na zasklení veškerých okna	
Trysky pro střídací	
Mřížka trysek	
Střídací okna	
Líst 45	

566	
VE	
Anlage 7	
Prüflasten für Sitze, Klappstühle und Klappsitze	
	
F1	1500 N horizontal, an einem beliebigen Punkt im oberen Teil der Tragkonstruktion (pro Sitz) auf eine Fläche von 380 x 80 mm
F3	750 N vertikal und horizontal bei Einzelsitzen. Bei Abteilsitzen nur ⁽¹⁾ vertikal.
F4	1 000 N nach unten aufgebracht auf eine Sitzfläche von 380 x 220 mm oder
F'4	1 200 N nach oben ⁽¹⁾ , auf die Vorderkante des Sitzes, je nach Konstruktion.
Klappstuhl	750 N vertikal in der Mitte
Klappsitz	1 000 N vertikal in der Mitte der Sitzfläche.
(1) Der Stempel hat einen ϕ von 250 mm und einen Kantenradius von 25 mm	